



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ČTYŘVÁLCOVÝ ZÁŽEHOVÝ MOTOR S VYPÍNÁNÍM  
VÁLCŮ**

FOUR-CYLINDER GASOLINE ENGINE WITH CYLINDER DEACTIVATION

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Vladimír Steigl**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.**

**BRNO 2017**

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Vladimír Steigl**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.**  
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Čtyřválcový zážehový motor s vypínáním válců

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout hnací ústrojí čtyřválcového zážehového motoru s deaktivací válců.

#### Cíle diplomové práce:

Pro zadané základní parametry klikového mechanismu a válcové jednotky

- navrhnout konfiguraci klikového hřídele
- navrhnout možné varianty vyvážení setrvačných sil a momentů v klikovém mechanismu
- pro zvolené uspořádání klikového mechanismu zpracovat výkresovou dokumentaci jeho hlavních komponent
- provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvažováním torzních kmitů v provozních režimech se všemi válci a při deaktivaci dvou válců

#### Seznam literatury:

STONE, Richard. Introduction to internal combustion engines. 3rd edition. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, 1999. 641 s. ISBN 0768004950.

HEISLER, Heinz. Advanced engine technology. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1995. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.

KÖHLER, Eduard. Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. 3. verb. Aufl. Braunschweig [u.a.]: Vieweg, 2002. 548 s. ISBN 3-528-23108-4.

HAFNER, Karl Ernst a MAASS, Harald. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschinen. Wien, New York: Springer Verlag, 1995. 424 s. ISBN 978-3-7091-7468-5.

SKOTSKY, Alexander A. Automotive engines: control, estimation, statistical detection. Berlin: Springer Verlag, 2009. 215 s. ISBN 978-3-642-00163-5.

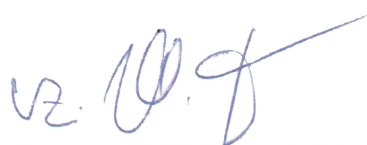
JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 179 s. ISBN 978-80-87143-15-5.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17.

V Brně, dne 10. 10. 2016



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je návrh konfigurace a vyvážení klikového hřídele čtyřválcového zážehového motoru. Práce vyšetřuje kinematiku, dynamiku a možné způsoby vyvážení setrvačných sil a momentů rotujících a posuvných částí centrického klikového mechanismu. Následně je dle předloženého výkresu navržen 3D CAD model. Ten je převeden do náhradní torzní soustavy, ze které vycházejí výpočty vlastních a vynucených torzních kmitů. Navržený 3D CAD model je poté prostorově vysítován v MKP softwaru Ansys Workbench a upraven (okrajové podmínky, atd.) v MKP softwaru Ansys Mechanical APDL, tak aby mohl být podroben výpočtu dle zvolené metody LSA. Z vybraných výsledků metody LSA je vypočítán koeficient bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození.

## KLÍČOVÁ SLOVA

zážehový motor, vypínání válců, klikový mechanismus, klikový hřídel, vyvažování, torzní kmitání, koeficient bezpečnosti

## ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is design of configuration and balancing of crankshaft which is determined for four-cylinder gasoline engine. The thesis investigates kinematics, dynamics and possible ways of balancing the inertial forces and moments of the rotating and sliding parts of the central crank mechanism. Subsequently, the 3D CAD model is designed according to the presented drawing. It is transformed into a spare torsion system, from which the calculations of its own and forced torsional vibrations are based. The proposed 3D CAD model is then spatially transmitted in the FEA software Ansys Workbench and modified (boundary conditions, etc.) in the FEA software Ansys Mechanical APDL so that it can be calculated according to the selected LSA method. From the selected results of the LSA method, the crankshaft safety factor against fatigue damage is calculated.

## KEYWORDS

gasoline engine, cylinder deactivation, crank mechanism, crankshaft, balancing, torsional vibration, safety factor

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

STEIGL, V. Čtyřválcový zážehový motor s vypínáním válců. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 79 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc..

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Bc. Vladimír Steigl

## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě chci upřímně poděkovat vedoucímu práce panu prof. Ing. Václavu Pištěkovi, DrSc. za ochotu, cenné rady a připomínky, které mi poskytl při tvorbě této diplomové práce. Děkuji také svým rodičům a přátelům za velkou podporu během celé doby mého studia.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Spalovací motory .....	10
1.1 Historie spalovacích motorů .....	10
1.2 Základní znaky čtyřdobého zážehového motoru .....	10
1.3 Princip činnosti čtyřdobého zážehového motoru .....	11
1.4 Vnější otáčková charakteristika zážehového motoru .....	13
2 Metoda vypínání válců .....	14
2.1 Audi Cylinder on Demand .....	14
3 Klikový mechanismus spalovacího zážehového motoru .....	16
3.1 Pístní skupina zážehového motoru .....	16
3.2 Ojnice .....	17
3.3 Klikový hřídel .....	18
4 Základní parametry řešeného motoru .....	19
5 Centrický klikový mechanismus .....	21
5.1 Kinematika klikového mechanismu .....	21
5.2 Dynamika klikového mechanismu .....	28
6 Vyvážení klikového mechanismu .....	34
6.1 Vyvážení setrvačných sil a momentů rotujících částí .....	34
6.2 Vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných částí I. řádu .....	38
6.3 Vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných částí II. řádu .....	41
7 Návrh vyvážení a konstrukce klikového hřídele .....	44
7.1 Návrh vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí .....	44
7.2 Návrh vyvážení setrvačných sil posuvných částí .....	46
7.3 3D CAD model a základní parametry klikového hřídele .....	49
8 Torzní kmitání klikového hřídele .....	51
8.1 Vlastní torzní kmitání .....	51
8.2 Vynucené torzní kmitání .....	56
9 Pevnostní kontrola klikového hřídele .....	63
9.1 Tvorba sítě .....	63
9.2 Metoda LSA .....	63
9.3 Výpočet koeficientu bezpečnosti .....	66
Závěr .....	70
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	73
Seznam příloh .....	79



## ÚVOD

Jedním z faktorů, které v posledních letech ovlivňují konstruktéry spalovacích motorů, jsou emisní normy, např. emisní norma EURO platná v zemích EU, emisní norma Tier platná v USA, atd., spojené se spotřebou paliva. Jednou z variant snižování emisí zážehových motorů je technologie vypínání válců v kombinaci s přímým vstřikem paliva a přepřehováním turbodmychadlem.

Diplomová práce se zabývá čtyřválcovým zážehovým motorem s vypínáním válců. Cílem diplomové práce je navrhnout konfiguraci a provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvažováním torzních kmitů v provozních režimech se všemi válci a při deaktivaci dvou válců. Předlohou je výkresová dokumentace klikového mechanismu tříválcového automobilu Škoda Fabia 1,2 HTP. Řešený čtyřválcový klikový hřídel bude navrhnout s ohledem na požadavek ponechání základních rozměrů předlohového klikového mechanismu. Tím bude možné použít části klikového mechanismu (písty, ojnice, atd.) použité u klikového mechanismu zmiňovaného tříválce.

V práci je provedeno vyšetření kinematiky, dynamiky a vyvážení klikového mechanismu. Vytvořený 3D CAD model klikového hřídele je dále převeden do náhradní torzní soustavy a dle zvolené metody je proveden pevnostní výpočet navrženého klikového hřídele s uvažováním torzních kmitů.

# 1 SPALOVACÍ MOTORY

## 1.1 HISTORIE SPALOVACÍCH MOTORŮ

Předchůdcem spalovacích motorů byl parní stroj, který se v 19. století využíval na pohon parních lokomotiv, parníků a byl také zdrojem energie v průmyslu. Nicméně jeho rozměry, výrobní a provozní náklady stály za vznikem spalovacím motorů. [1]

První sestavěný spalovací motor zkonstruoval v roce 1860 Francouz Lenoir. Byl to ležatý, dvojčinný, vodou chlazený, dvoudobý motor spalující svítiplyn. Sání a výfuk byly ovládány dvěma šoupátky (sacím a výfukovým) a nasátá směs (vzduch a svítiplyn) se zapalovala elektrickou jiskrou. Na vývoji spalovacích motorů se podílel také Francouz de Rochas popisující princip činnosti čtyřdobého motoru. První atmosférický plynový motor zkonstruovali Němci Otto a Langen v roce 1867. Jednalo se o jednočinný, stojatý, vodou chlazený motor, který k zážehu využíval otevřený plamen. Otto pokračoval dále ve zdokonalování tohoto motoru a v roce 1878 postavil ležatý čtyřdobý motor. Vodou chlazený motor spaloval svítiplyn, jež se zažehával otevřeným plamenem. Na dalším zdokonalování spalovacích motorů se významně podílel Němec Daimler, který v roce 1884 zkonstruoval čtyřdobý motor, který využíval ke své činnosti benzín. O vývoj dvoudobých motorů se přičinil Angličan Day, který použil konstrukční návrhy jiného Angličana Clerka, pomocí kterých zkonstruoval v roce 1888 dvoudobý motor. Tento motor neměl na rozdíl od Clerkových návrhů ventily; přepouštění a výfuk byly ovládány pístem. [2]

## 1.2 ZÁKLADNÍ ZNAKY ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

*„Spalovací motory jsou tepelné hnací stroje, ve kterých se tepelná energie získaná spalováním vhodných kapalných nebo plynných paliv mění s poměrně vysokou účinností na mechanickou práci.“* (JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ, Automobily, 7. vydání, 2012, str. 8)

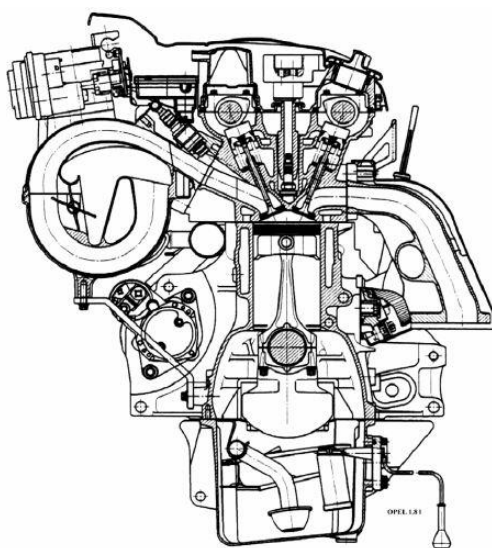
Zážehové motory využívají ke své činnosti převážně benzín, který je po smísení se vzduchem nasát do spalovacího prostoru, stlačen a zažehnut elektrickou jiskrou od zapalovací svíčky. Používají se v osobních automobilech s výkonem řádově do 80 kW. Mají velký měrný výkon řádově  $35 \div 40 \text{ kW}$  na 1 litr a malou měrnou hmotnost v průměru  $3 \text{ kg/kW}$ . Nejvyššího výkonu a točivého momentu dosahují ve vyšších otáčkách. Pracují s nižším kompresním tlakem a oproti vznětovým motorům jsou tišší. Stupeň komprese zážehových motorů je obvykle  $8 \div 10$ ; pokud je použito plynné palivo, tak je stupeň komprese do  $11 \div 12$ . Při volbě se snažíme mít co nejvyšší stupeň komprese, nicméně jsme omezeni tzv. oktanovým číslem, tj. odolností paliva vůči samovznícení; nesmíme dopustit detonační hoření ani u přehřátého motoru. Zvyšováním stupně komprese dosahujeme vyšší účinnosti motoru. Zážehové motory pracují s nižším kompresním tlakem a teplotou. Oproti vznětovým motorům mají menší celkovou účinnost. Měrná efektivní spotřeba paliva se pohybuje v rozmezí  $265 \div 340 \text{ g.kWh}^{-1}$ .

Abychom při pracovním cyklu spálili dokonale 1 kg paliva (benzínu), potřebujeme nasát teoretické množství vzduchu, jež činí 14,8 kg. Poměr mezi skutečně nasátým množstvím vzduchu a teoretickým množstvím vzduchu potřebným pro dokonalé spálení paliva vyjadřuje tzv. vzdušný součinitel [1]:

$$\lambda_{vzduch} = \frac{M_l}{M_{l0}}, \quad (1)$$

kde  $M_l$  je množství skutečně přivedeného vzduchu a  $M_{l0}$  je teoreticky nutné množství vzduchu. Je-li  $\lambda = 1$ , mluvíme o tzv. stechiometrické směsi. Pokud je  $\lambda < 1$  (tzn. že nasáváme hodně paliva a málo vzduchu) mluvíme o bohaté směsi. Je-li tomu naopak, tj.  $\lambda > 1$  (nasáváme málo paliva a hodně vzduchu) mluvíme o chudé směsi. Řízení množství nasávané směsi se nazývá kvantitativní regulace a je ovládáno otevíráním či uzavíráním škrtkící klapky. [1]

Hlavní nevýhodou zážehových motorů jsou zejména v dnešní době tolik propírané emise obsažené ve výfukových plynech –  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{HC}$  a také pouze částečné zatížení po většinu jízdního cyklu. [1]



Obr. 1 Zážehový motor Opel 1,8 l [1]

### 1.3 PRINCIP ČINNOSTI ČTYŘDOBÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

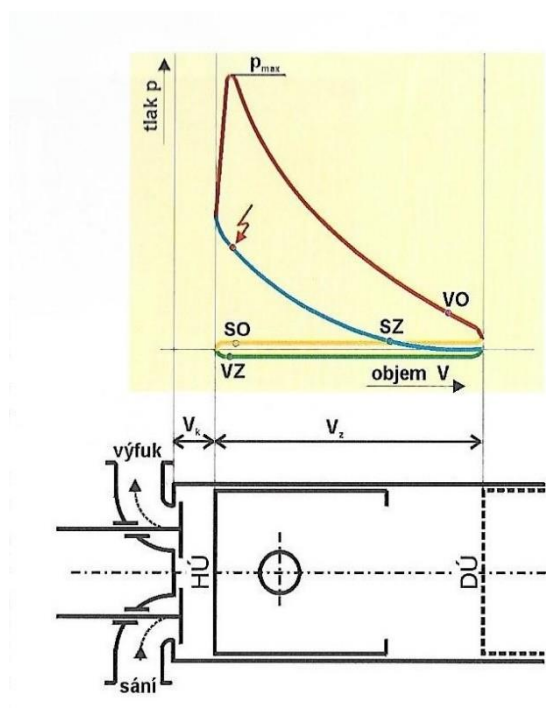
Zážehový motor pracuje podle určitého cyklu, jenž se skládá ze čtyř fází:

1. fáze – tzv. sání,
2. fáze – tzv. komprese,
3. fáze – tzv. expanze,
4. fáze – tzv. výfuk. [2]

Každá fáze reprezentuje jeden zdvih pístu, z toho vychází, že na vykonání celého cyklu (všech 4 fází) jsou potřeba čtyři zdvihy pístu, což jsou vlastně dvě otáčky klikového hřídele. [2]

1. fáze: Při 1. fázi – tzv. sání se píst pohybuje z horní úvratě (HÚ) do dolní úvratě (DÚ) a v důsledku tohoto pohybu vzniká podtlak. Důsledkem podtlaku dochází k nasávání vzduchu do sacího systému, kde je smíchán s palivem. Palivo je dopravováno do sacího systému

vstřikovacími zařízeními (vstřik může být jednobodový - společné vstřikování jednou tryskou do sacího potrubí, vícebodový - palivo vstřikováno do prostoru sacích ventilů každého jednotlivého válce, nebo přímo do válce motoru - vysokotlaký vstřik). V minulosti se u automobilů používaly pro dopravu směsi paliva se vzduchem do spalovacího prostoru také karburátory, které se používají dodnes v motorech malé mechanizace. Vzniklá čerstvá směs je dopravována přes otevřený sací ventil do válce motoru. Sací ventil se otevírá (SO)  $0^\circ \div 40^\circ$  před horní úvratí a zavírá (SZ) se  $35^\circ \div 90^\circ$  za dolní úvratí. Důvodem tohoto nastavení otevírání a zavírání sacího ventilu je snaha co nejvíce využít kinetickou energii čerstvé směsi, čímž dochází k lepšímu naplnění válce, a tím pádem k zvýšení plnicí účinnosti a výkonu motoru. [2]



Obr. 2 Indikátorový diagram čtyřdobého zážehového motoru, vysvětlivky:  $V_k$  – kompresní objem,  $V_z$  – zdvihový objem [2]

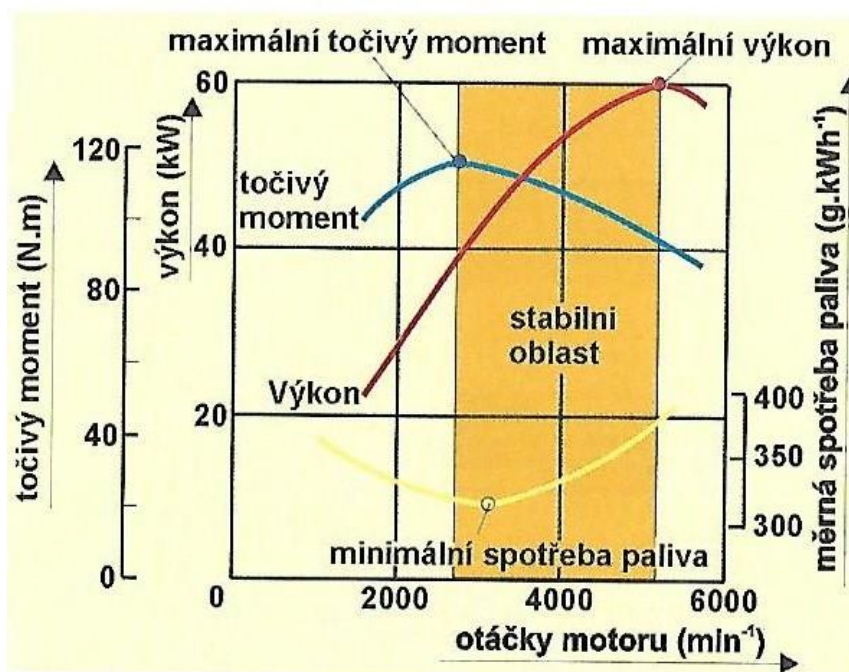
2. fáze: Při 2. fázi – tzv. kompresi se píst pohybuje z dolní do horní úvratě, čímž se nasátá čerstvá směs stlačuje. Sací i výfukové ventily jsou zavřené. Stlačováním čerstvé směsi se zvyšuje její teplota a tlak. Vlivem zvyšování teploty se palivo odpařuje a smíchává se se vzduchem. Ve spalovacím prostoru může dojít k samozápalu směsi ještě před expanzí vlivem rozžhavených částí spalovacího prostoru. [2]

3. fáze: Při 3. fázi – tzv. expanzi dochází k zapálení směsi elektrickou jiskrou od zapalovací svíčky. Oba ventily (sací a výfukový) jsou zavřené. V důsledku hoření směsi tlačí síly od tlaku plynů píst zpět z horní do dolní úvratě a tím koná píst mechanickou práci. [2]

4. fáze: Při 4. fázi – tzv. výfuku dochází k otevření výfukového ventilu (VO)  $35^\circ \div 90^\circ$  před horní úvratí. Píst se pohybuje z dolní do horní úvratě a vlivem přetlaku ve spalovacím prostoru dochází k vytlačování výfukových plynů do výfukového potrubí. Výfukový ventil se zavírá (VZ)  $0^\circ \div 30^\circ$  za horní úvratí. [2]

## 1.4 VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Jedná se o naměření točivého momentu a měrné efektivní spotřeby paliva při plném otevření škrtkové klapky (tzn. maximální zatížení), které jsou v závislosti na otáčkách klikového hřídele vyneseny do grafu. Z točivého momentu se poté vypočte efektivní výkon, který se také vynesou do grafu v závislosti na otáčkách klikového hřídele. Tzv. „stabilní oblast“ na Obr. 3 je oblast ohraničená maximálním točivým momentem a maximálním efektivním výkonem. [2]



Obr. 3 Vnější otáčková charakteristika čtyřdobého zážehového motoru [2]

## 2 METODA VYPÍNÁNÍ VÁLCŮ

Se snahou omezovat spotřebu ropy, jakožto snižovat množství emisí vypouštěných do ovzduší, které znečišťují životní prostředí, se začaly zhruba před třiceti lety hledat alternativní zdroje energie. Mezi ně patří například pohon ropným plynem LPG, zemním plynem CNG a LNG, biopaliva a alkoholy, elektromobily, hybridní a vodíkové pohony.

V posledních letech se o snižování spotřeby paliva a snižování emisí vypouštěných do ovzduší u motorů snaží značky Audi a Volkswagen, které oprášily patent z roku 1981 od značky General Motors. Už v této době byl vlivem ropné krize v 70. letech zájem o snižování spotřeby paliva, nicméně ne za cenu snižování počtu válců v motorech. Snaha byla využít faktu, že automobil je po většinu jízdního cyklu pouze částečně zatížen. V okamžiku, kdy je motor pouze částečně zatížen, škrtící klapka je skoro uzavřená, ale motor pořád potřebuje nasávat vzduch, což způsobuje čerpací ztráty a plýtvání energií. Některé velkoobjemové motory potřebují být při nízkém zatížení tak moc přiškrceny, že tlak ve válci v okamžiku, kdy je píst v horní úvrati, je zhruba poloviční jako u čtyřválcových motorů. Nízký tlak ve válci snižuje účinnost paliva. V okamžiku vypnutí některých válců nasávají směs pouze aktivní válce a v sacím potrubí dochází ke zvýšení tlaku směsi. Touto metodou dochází ke snížení čerpacích ztrát a ke snižování množství paliva o 8 - 25%. [3]

Prvním pokusem o vypínání válců byl automobil Cadillac L62 V8-6-4 automobilky General Motors se systémem Modulated Displacement. Už z názvu automobilu je zřejmé, že řídicí jednotka byla schopna vypnout 2 nebo 4 válce (dvojice sousedních válců) v závislosti na zatížení. Docházelo zde k mechanickému přerušení kontaktu zdvihátka s vahadlem u rozvodu OHV. Problémem bylo, že selhávala elektronika, a proto byl tento vůz už po roce stažen z výroby. Krátce po tom použila tento systém také automobilka Mitsubishi. Ta vylepšila tento systém o elektronicky řízené variabilní časování a zdvih ventilů například v motoru 1,6 MIVEC-MD. Automobilka Mercedes-Benz se také pokusila o vypínání válců a přišla s metodou ZAS neboli Zylinderabschaltung. Z počátku byly válce odpojovány pomocí hydraulického ovládání časování ventilů, později byla hydraulicky ovládaná zdvihátka, která uzavírala ventily. Po automobilce Mercedes-Benz přišla s novým systémem automobilka Chrysler, která vynalezla systém Multi-Displacement System. Odpojování válců je řízeno hydraulicky pomocí solenoidů na zdvihátkách. S vylepšením svého systému přišla automobilka General Motors, která vynalezla systém Active Fuel Management podobající se systému od Chyleru. Předposledním systémem na odpojování válců je systém od Hondy, tzv. Variable Cylinder Management, který využívá variabilního časování ventilů i-VTEC. Zatím posledními systémy jsou systémy Cylinder on Demand od Audi a Active Cylinder Technology od Volkswagenu. [4]

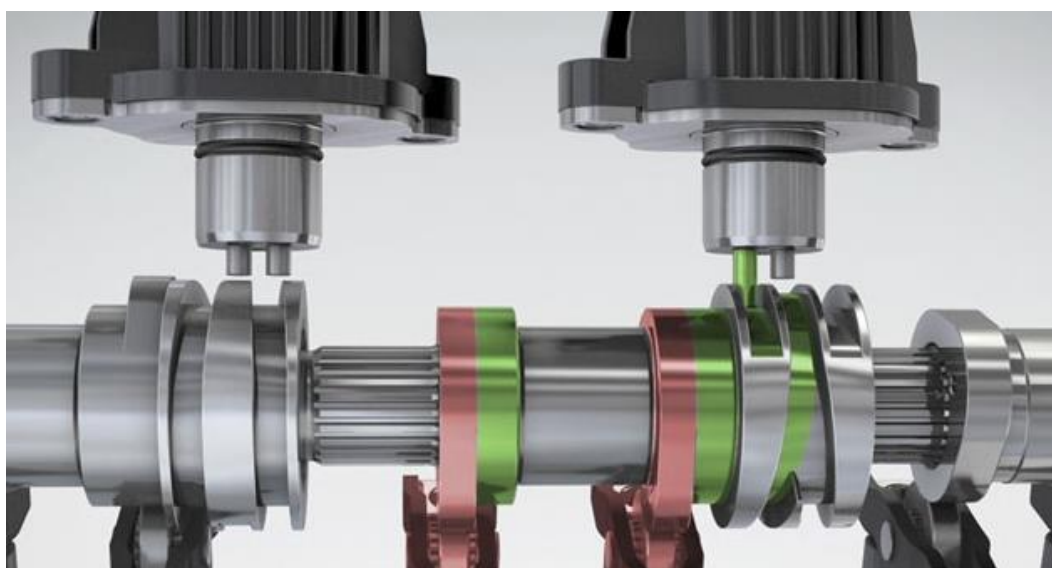
### 2.1 AUDI CYLINDER ON DEMAND

Tento systém využívá upraveného vačkového hřídele. Na něm jsou kromě excentrických vaček obrobena také vačky s nulovým profilem a objímky se spirálovitými drážkami. V hlavě válců jsou zakomponovány členy s kovovými kolíky ve stejné svislé rovině jako objímky se spirálovitými drážkami. Při práci všech válců působí excentrická vačka na vahadlo a tím otvírá a zavírá ventil. Při poklesu zatížení motoru dochází k vypnutí některých válců. Kovový kolík je elektromagneticky zasunut do objímky se spirálovitou drážkou, čímž se vačka axiálně posouvá až do fáze, kdy se vahadlo dostává do styku s vačkou s nulovým profilem.



Tím dochází k odstavení činnosti ventilů. Ve stejný okamžik dochází také k zastavení přívodu paliva a k zastavení zapalování od svíčky. Celá operace trvá  $13 - 36\text{ ms}$  v závislosti na otáčkách. Ve válcích s odstavenými ventily konají písty stále pohyb vyvolaný pohybem klikového hřídele. Těsně předtím, než dojde k odstavení činnosti ventilů, nasají budoucí vypnuté válce vzduch, poté se uzavřou sací kanály a zastaví se přívod paliva a zapalování od svíčky. Nasátý vzduch snižuje tlak ve válcích a snižuje energii potřebnou k pohybu pístů, což je důležitý faktor pro zvýšení účinnosti motoru. [5], [23]

Tento systém byl použit například u automobilu Audi A1 1.4 TSFI COD. Tento vůz dosahuje výkonu  $103\text{ kW}$ , točivého momentu  $250\text{ Nm}$  a kombinovaná spotřeba je  $4,7\text{ l/100 km}$ . Právě u tohoto vozu klesla dle Audi spotřeba paliva v průměru o  $0,4\text{ l/100 km}$  (při jízdě v reálném provozu až o  $1\text{ l/100 km}$ ) a emise  $\text{CO}_2$  klesly o  $13\text{ g/km}$ . [6], [7]



Obr. 4 Audi COD [5]

### 3 KLIKOVÝ MECHANISMUS SPALOVACÍHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Klikový mechanismus spalovacího zážehového motoru tvoří pístní skupina zážehového motoru, ojnice a klikový hřídel.

#### 3.1 PÍSTNÍ SKUPINA ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Pístní skupinu klikového mechanismu spalovacího zážehového motoru tvoří píst zážehového motoru, těsnící kroužky (nejčastěji dva), stírací kroužky (nejčastěji jeden) a pístní čep, který je axiálně pojištěn pojistnými kroužky.

Tlak plynů vznikající při expanzi působí na pístní skupinu, která se pohybuje ve válci z horní do dolní úvrati a přenáší sílu od tlaku plynů dále přes ojnici na klikový hřídel. Klikový mechanismus vyvolává axiální sílu, kterou pístní skupina zachycuje a přenáší ji do stěn válce. [1]

##### 3.1.1 PÍST ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

Píst zážehového motoru utěsňuje spalovací prostor (válec) a přenáší sílu od tlaku plynů přes ojnici na klikový hřídel. Koná ve válci svislý pohyb. Ten je způsoben jednak působením síly od tlaku plynů, které zatěžují píst tepelně, a jednak působením klikového hřídele při výfuku spalín, což vyvolává setrvačné síly. Teplo uvolněné během spalování je odváděno z pístu do stěn válce pomocí pístních kroužků, můstků mezi kroužky a pláštěm pístu. Nicméně je zde i možnost chlazení dna pístu nástřikem oleje (použití u méně zatížených motorů) nebo je v hlavě pístu vytvořen chladicí kanál (použití u více zatížených motorů). Důležitá je také teplota v drážce pro první těsnící kroužek, která by neměla překročit 200 °C, aby nedošlo k rozkladu mazacího oleje a ke změkčování hliníkové slitiny. [1], [8]

Písty jsou většinou vyráběny z hliníkových slitin (s podílem 10 – 12 % křemíku). Z důvodu vysokých teplot může být pevnost pístu zvětšena zvýšením obsahu mědi na 3 – 5 %. Při výrobě pístu je potřeba vzít na vědomí, že za provozních podmínek se píst nerovnoměrně tepelně roztahuje a deformuje. Aby se zabránilo zadření pístu ve chvílích, kdy na něj působí maximální možná teplota od tlaku plynů, musí být mezi pístem a stěnou válce dostatečná vůle. Ta by ale měla být co nejmenší, aby byl co nejlépe utěsněn spalovací prostor a aby nedocházelo k nadměrnému hluku vzniklému překlápěním pístu ve válci. Abychom za provozních podmínek dosáhli nejmenší rovnoměrné vůle mezi pístem a válcem, tzn. aby píst měl za provozních podmínek kruhový tvar, musíme jej vyrábět jako nekruhový, resp. eliptický. [1], [8]

Píst zážehového motoru má na rozdíl od vznětového motoru menší kompresní a celkovou výšku, menší tloušťku stěn a menší průměr pístního čepu. Je to hlavně dáno menšími spalovacími tlaky a tím, že vznětový motor má spalovací prostor umístěn ve dně pístu. [1], [8]



### 3.1.2 PÍSTNÍ KROUŽKY

Hlavním úkolem těsnících pístních kroužků je utěsnit spalovací prostor a zabezpečit přenos tepla z pístu do stěn spalovacího prostoru. [1], [8]

Stírací pístní kroužky stírají přebytečný olej ze stěn válce, aby se zabránilo jeho nadměrné nebo zbytečné spotřebě (v důsledku spalování), a vracejí jej do klikové skříně. [1], [8]

Pístní kroužky se vyrábí z litin s jemnozrnným grafitem, které mají vynikající tepelnou odolnost a odolnost proti opotřebení, anebo z nitridovaných chromových ocelových plechů. Těsnící pístní kroužky se vyrábějí jako jeden kus a nejsou uzavřeny. Existuje jich mnoho druhů podle tvaru příčných průřezů. Stírací pístní kroužky mohou být litinové, které pro přítlak na stěnu válce využívají vlastní pružnost; nebo litinové, resp. ocelové, které pro přítlak na stěnu válce využívají expandér; anebo skládané ocelové stírací kroužky. I zde existuje mnoho druhů podle tvaru příčných průřezů. [1], [8]

### 3.1.3 PÍSTNÍ ČEP

Pístní čep zabezpečuje spojení pístu a ojnice. Je to tedy součást, která přenáší zatěžující síly, sílu od tlaku plynů a setrvačné hmotnosti pístu a pístních kroužků z pístu na ojnici. V důsledku těchto silových účinků je namáhán únavově. [1], [8]

Pístní čepy se vyrábí z legovaných kalených ocelí a cementačních ocelí. Bývají duté, aby se snížila jejich hmotnost, což má bezvýznamný vliv na snížení tuhosti. [1], [8]

Pístní čep může být uložen volně nebo pevně. Pokud je uložen volně, tj. může se axiálně pohybovat v horním oku ojnice i v nálitcích v pístu a je axiálně zajištěn pojistnými kroužky nebo drátovými pojistkami, mluvíme o něm jako o tzv. plovoucím pístním čepu. Pokud je uložen pevně, tj. je za tepla nalisován do ojnicního oka, mluvíme o něm jako o tzv. pevném pístním čepu. [1], [8]

## 3.2 OJNICE

Ojnice přenáší silové účinky z pístu na klikový hřídel. Převádí přímočarý vratný pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele. Během práce čtyřdobého motoru je namáhána na tah i na tlak a stejně jako pístní čep je namáhána únavově. [1], [8]

U ojníc je kladen požadavek, aby byly co nejlehčí, ale aby si přitom zachovaly tuhost dříku a vysokou tuhost obou ok. [1], [8]

Ojnice se vyrábí buď zápusťkovým kováním z ocelí třídy 11 – 15, u přeplňovaných motorů třídy 16, nebo z kujné či tvárné litiny, lisované z plechu, z lehkých slitin a z kompozitních plastů (malé motory), anebo z titanu (vysoce výkonné motory). [1], [8]

V horním oku ojnice je zalisováno bronzové pouzdro nebo tenkostěnná ocelová pánev s výstelkou z oloveného bronzu. Tyto součástky jsou opatřeny drážkou pro tok oleje. Na horní části horního oka ojnice je vyvrtán mazací kanálek, kterým je olej rozváděn do zmiňované drážky. Dřík ojnice může být tvaru I nebo H. Měl by mít hladké přechody mezi dříkem ojnice

a oběma oky. Spodní oko ojnice je dělené z toho důvodu, že klikový hřídel čtyřdobých motorů je ve většině případů vyráběn jako nedělený. Dělicí rovina je buď kolmá nebo skloněná pod úhlem  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  či  $60^\circ$ . Požadavek skloněné dělicí roviny vychází z předpokladu, že u větších motorů může být spodní oko ojnice širší než vrtání válce, což by způsobilo nemožnost demontáže ojnice a pístu z motoru, a tím pádem by se musel demontovat klikový hřídel, tedy i celý motor z vozidla. Spodní oko ojnice je spojeno ojnicními šrouby, které jsou vysoce namáhané, proto je nezbytná jejich pečlivá konstrukce, výroba a montáž, aby se minimalizovalo nebezpečí vzniku únavové deformace. Obě části spodního oka ojnice jsou různými způsoby polohovány, aby při montáži nedošlo k záměně nebo přetočení víka ojnice. Nejčastěji se používá řízený lom, kterým se rozdělí již obrobené spodní oko. Do spodního oka se umísťují tenkostěnné ocelové pánve, jejichž polohu zabezpečují polohovací drážky ve spodním oku. [1], [8]

### 3.3 KLIKOVÝ HŘÍDEL

Klikový hřídel spolu s ojnici převádí přímočarý vratný pohyb pístu na rotační pohyb. To vytváří točivý moment, který se přenáší na řemenici umístěnou na předním konci klikového hřídele (ta pohání například vačkový hřídel), a na setrvačnick umístěný na zadním konci (napomáhá například hladkému chodu motoru). [1], [8]

Klikové hřídele jsou vystaveny vysokým časově proměnným zatížením. Výsledkem těchto zatížení jsou pružné kmity namáhající klikový hřídel na tah, tlak, ohyb i krut. Proto by měl mít klikový hřídel vysokou únavovou pevnost, měl by být dostatečně pevný a tuhý. [1], [8]

Klikový hřídel je uložen v klikové skřini prostřednictvím hlavních čepů a ložiskových pánví. Ložiskové pánve na hlavních čepích a ve spodním oku ojnice musejí být nepřetržitě mazány, což zabezpečují mazací kanálky vyvrtané v klikovém hřídeli. Ramena klikového hřídele zajišťují spojení ojnicních a hlavních čepů. Počet ojnicních čepů se odvíjí od počtu válců. Hlavních čepů je většinou vždy o jednoho víc, než je počet ojnicních čepů. Pomocí vývažků umístěných na ramenech klikového hřídele lze částečně vyvážit setrvačné síly a momenty posuvných a rotujících hmot. [1], [8]

Klikové hřídele lze vyrábět jako skládané (např. skládaný klikový hřídel motorů Tatra), kování nebo odléváním. Materiálem je ocel, tvárná litina nebo ocelolitina. Litina je levnější na výrobu, má vynikající odolnost proti opotřebení, vynikající vnitřní tlumící vlastnosti, které snižují nebezpečí torzního kmitání. [1], [8]

## 4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ŘEŠENÉHO MOTORU

Při zpracování diplomové práce se bude vycházet z technických výkresů klikového mechanismu tříválcového automobilu Škoda Fabia 1,2 HTP obdržených od vedoucího diplomové práce. Dále se bude také pracovat s hodnotami spalovacích tlaků dodanými rovněž vedoucím diplomové práce. Ty byly naměřeny pro konstantní otáčky  $n = 5500 \text{ min}^{-1}$ . Z těchto hodnot budou vycházet následující výpočty a bude vytvořen klikový hřídel čtyřválcového zážehového motoru.

Za pomoci hodnoty  $m_{op}$  (která vychází z redukce ojnice do dvou hmotných bodů) a  $m_{ps}$  lze určit hmotnost posuvných částí  $m_{pos}$  dle vztahu [10]:

$$m_{pos} = m_{ps} + m_{op} , \quad (2)$$

kde  $m_{ps}$  je hmotnost pístní skupiny a  $m_{op}$  je hmotnost posuvných částí ojnice.

Pro hmotnost rotujících částí platí vztah [10]:

$$m_{rot} = m_{zal}^{red} + m_{or} , \quad (3)$$

kde  $m_{zal}^{red}$  je redukovaná hmotnost zalomení, která bude určena v Kap. 7, a  $m_{or}$  je hmotnost rotujících částí ojnice (která rovněž vychází z redukce ojnice do dvou hmotných bodů).

Tab. 1 Základní parametry řešeného motoru a klikového hřídele

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Vrtání	D	76,51	[mm]
Zdvih	Z	86,9	[mm]
Poloměr klikového hřídele	$r_k$	43,45	[mm]
Délka ojnice	$l_o$	138	[mm]
Rozteč válců	A	82	[mm]
Hmotnost pístní skupiny	$m_{ps}$	285	[g]
Hmotnost posuvných částí ojnice	$m_{op}$	109	[g]
Hmotnost posuvných částí	$m_{pos}$	394	[g]
Hmotnost rotujících částí ojnice	$m_{or}$	334	[g]
Vnější průměr hlavního čepu	$D_{hc}$	48	[mm]
Vnitřní průměr hlavního čepu	$d_{hc}$	0	[mm]
Délka hlavního čepu	$l_{hc}$	24,2	[mm]
Vnější průměr ojnicního čepu	$D_{oc}$	42	[mm]
Vnitřní průměr ojnicního čepu	$d_{oc}$	0	[mm]
Délka ojnicního čepu	$l_{oc}$	20,8	[mm]
Délka ramene	$l_r$	15,1	[mm]

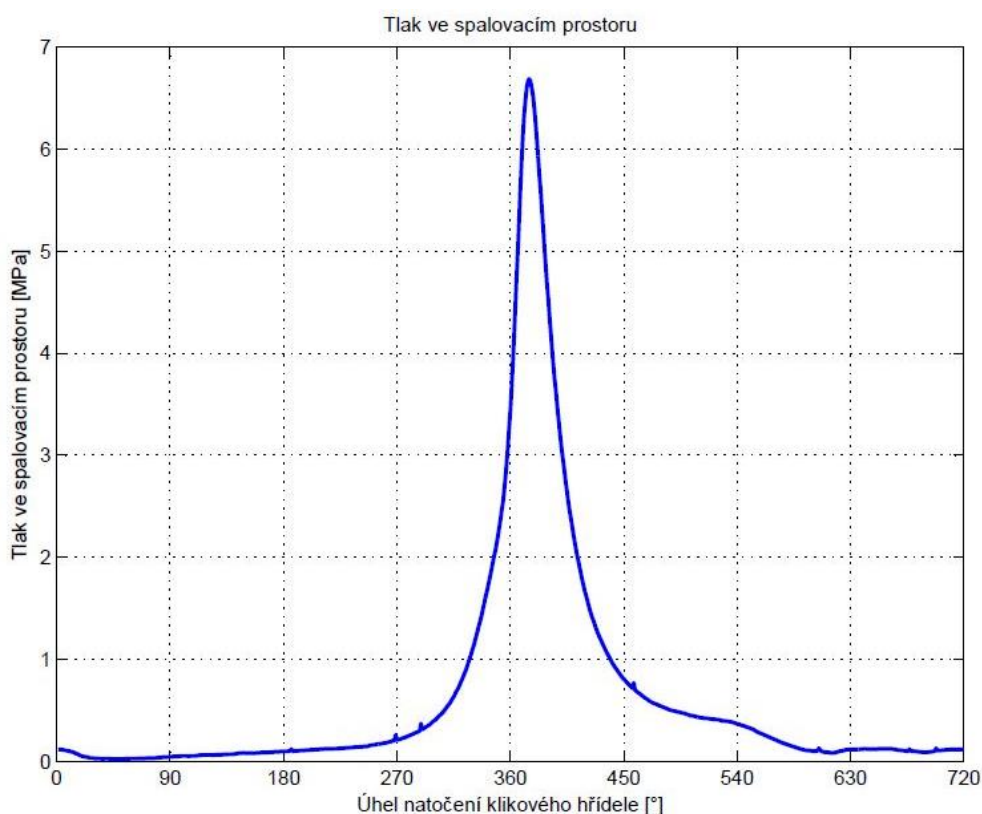
Pro následující výpočty zbývá zvolit pořadí zapalování řešeného motoru. Pro rovnoměrné rozestupy zážehů čtyřdobých motorů platí [12]:

$$\vartheta_{4D} = \frac{720^\circ}{z}, \quad (4)$$

kde  $z$  je počet válců. Po dosazení  $z = 4$  do (4) vychází úhel rozestupu zážehů  $180^\circ$ . Pořadí zážehů se volí klasické, tj.  $1 - 3 - 4 - 2$ .

Pro dosažení rovnoměrnějšího zatížení ložisek se pořadí zážehů volí tak, aby zážehy následovaly ve válcích co nejdále vzdálených od sebe. U dlouhých klikových hřídelů se nebere důraz na rovnoměrné zatížení ložisek, ale bere se důraz na torzní namáhání klikového hřídele, které je také ovlivněno pořadím zážehů. [13]

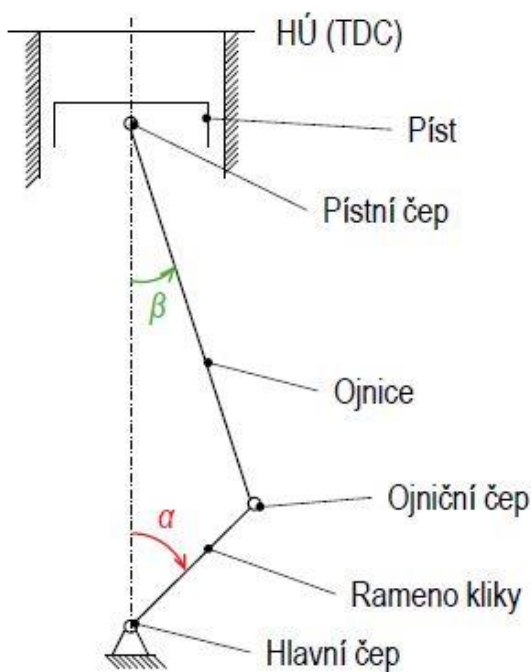
Nakonec stojí za zmínku, že se bude jednat o řadový motor.



Obr. 5 Diagram  $p$ -alfa řešeného motoru

## 5 CENTRICKÝ KLIKOVÝ MECHANISMUS

Pro návrh klikového hřídele je nejprve nutné určit kinematiku a dynamiku klikového mechanismu, konkrétně centrického. Výpočty byly provedeny v programu Matlab.



Obr. 6 Centrický klikový mechanismus,  
vysvětlivky:  $\alpha$  – úhel natočení klikového  
hřídele,  $\beta$  – úhel odklonu ojnice [9]

U centrického klikového mechanismu prochází osa klikového hřídele osou válce. Nicméně osa pístního čepu bývá vyosena oproti ose pístu o několik desetin mm (u motorů vozů značky Lada je vyosení pístního čepu až o 2,5 mm). Vyosení pístního čepu se provádí zejména proto, aby se snížil hluk při překlápění pístu ve válci motoru a aby se snížilo opotřebení pístních kroužků. U výkresové dokumentace, ze které vycházíme při vypracování diplomové práce, je vyosení pístního čepu o 0,5 mm.

### 5.1 KINEMATIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Při výpočtech kinematiky klikového mechanismu se bude vyšetřovat pohyb součástí klikového mechanismu bez ohledu na síly vznikající při tomto pohybu. Výpočty budou probíhat za předpokladu konstantní úhlové rychlosti, která vychází z maximálních otáček motoru.

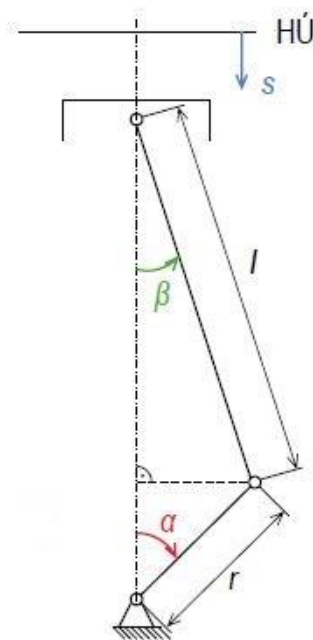
#### 5.1.1 DRÁHA PÍSTU

První kinematickou veličinou je dráha pístu. Dráha pístu je funkcí úhlu natočení klikového hřídele, a jak je vidět na Obr. 7, tak se měří od horní úvratě. Čtyřdobé motory vykonají jeden

pracovní cyklus během dvou otáček klikového hřídele, tzn.  $\alpha = 720^\circ$ . Při určování dráhy pístu vycházíme ze vztahu [9]:

$$s_p = (r_k + l_o) - r_k \cos \alpha - l_o \cos \beta, \quad (5)$$

kde  $\alpha$  je úhel natočení klikového hřídele a  $\beta$  je úhel odklonu ojnice.



Obr. 7 Dráha pístu [9]

Použitím vztahu [9]:

$$r_k \sin \alpha = l_o \sin \beta, \quad (6)$$

který vychází z obrázku a vyjádřením  $\sin \beta$ , tj. [9]:

$$\sin \beta = \frac{r_k}{l_o} \sin \alpha, \quad (7)$$

získáváme novou veličinu  $\lambda$ , tzv. klikový poměr, tj. [9]:

$$\lambda = \frac{r_k}{l_o}. \quad (8)$$

Použitím vztahů (6), (7) a (8) lze nyní upravit vztah (5) na rozšířený vzorec pro dráhu pístu [9]:

$$s_p = r_k(1 - \cos \alpha) + l_o \left[ 1 - (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} \right]. \quad (9)$$

Tento poměrně složitý výpočtový vztah se převádí s použitím binomické věty na vztah jednodušší.

Výraz [9]:

$$(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

se tedy rozvine za pomoci binomické věty na výraz [9]:

$$(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \alpha - \frac{1}{16} \lambda^6 \sin^6 \alpha - \dots, \quad (11)$$

ze kterého se pro vyjádření dráhy pístu použijí pouze první dva členy na pravé straně rovnice. Výsledný vztah pro dráhu pístu je tedy [9]:

$$s_p \doteq r_k \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (12)$$

Z tohoto vztahu je patrné, že dráha pístu se skládá ze dvou harmonických složek.

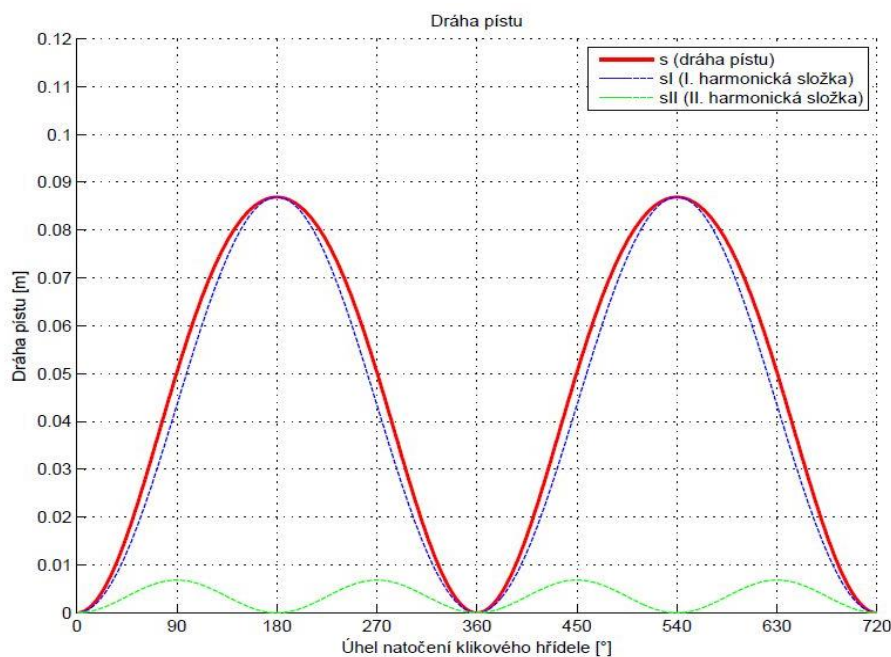
I. harmonická složka [9]:

$$s_{p,I} = r_k (1 - \cos \alpha), \quad (13)$$

II. harmonická složka [9]:

$$s_{p,II} = r_k \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha). \quad (14)$$

Průběh dráhy pístu a obou jejích harmonických složek v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 8.



Obr. 8 Dráha pístu a její harmonické složky vycházející ze zadaných dat



### 5.1.2 RYCHLOST PÍSTU

Rychlost pístu se určí jako derivace dráhy pístu  $s_p$  podle času  $t$ . Provedeme-li tedy derivaci vztahu (12) podle času  $t$ , získáme vztah pro výpočet rychlosti pístu [9]:

$$v_p \doteq r_k \omega_k \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (15)$$

kde  $\omega_k$  je úhlová rychlost klikového hřídele.

Stejně jako u dráhy pístu se i rychlost pístu skládá ze dvou harmonických složek.

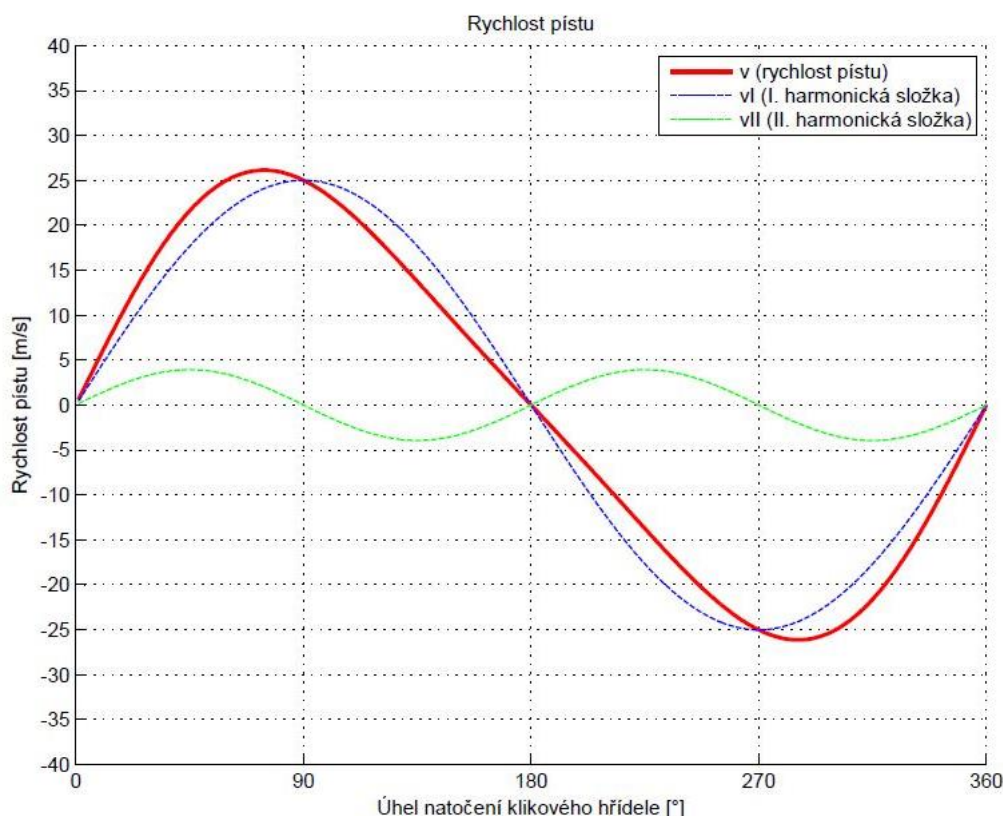
I. harmonická složka [9]:

$$v_{p,I} = r_k \omega_k \sin \alpha, \quad (16)$$

II. harmonická složka [9]:

$$v_{p,II} = r_k \omega_k \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha. \quad (17)$$

Průběh rychlosti pístu a obou jejích harmonických složek v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 9.



Obr. 9 Rychlost pístu a její harmonické složky vycházející ze zadaných dat



### 5.1.3 ZRYCHLENÍ PÍSTU

I u zrychlení pístu vycházíme z předpokladu, že zrychlení je derivace rychlosti pístu  $v_p$  podle času  $t$ , nebo také druhá derivace dráhy  $s_p$  podle času  $t$ . Provedeme-li tedy derivaci vztahu (15) podle času  $t$ , získáme vztah pro výpočet zrychlení pístu [9]:

$$a_p \doteq r_k \omega_k^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (18)$$

Stejně jako u rychlosti pístu se i zrychlení pístu skládá ze dvou harmonických složek.

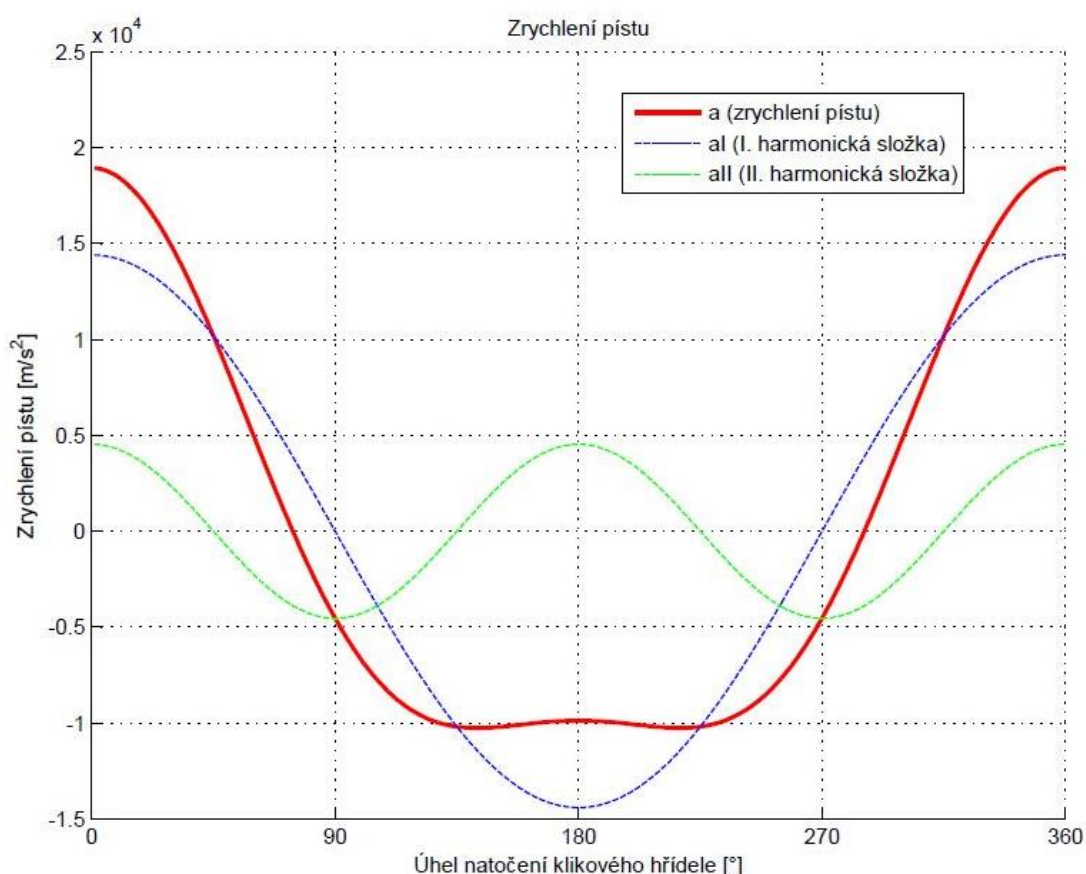
I. harmonická složka [9]:

$$a_{p,I} = r_k \omega_k^2 \cos \alpha, \quad (19)$$

II. harmonická složka [9]:

$$a_{p,II} = r_k \omega_k^2 \lambda \cos 2\alpha. \quad (20)$$

Průběh zrychlení pístu a obou jejích harmonických složek v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 10.



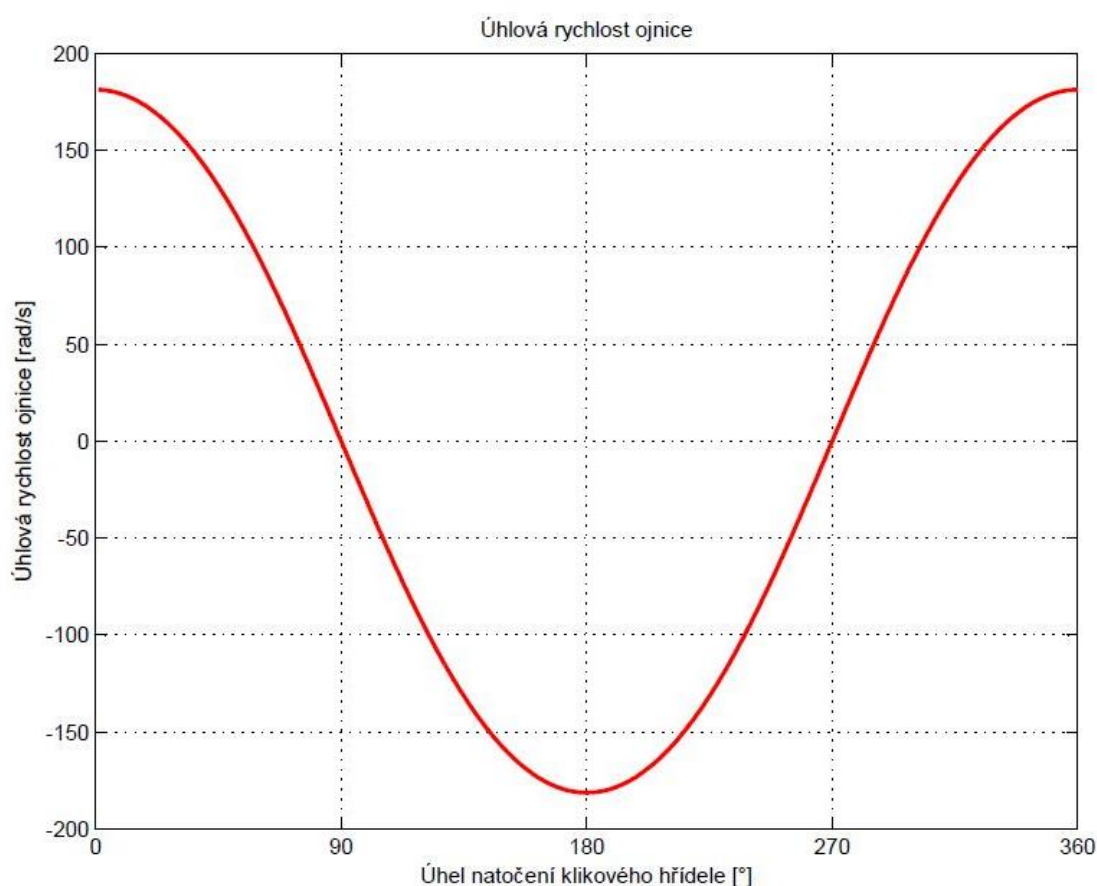
Obr. 10 Zrychlení pístu a jeho harmonické složky vycházející ze zadanych dat

### 5.1.4 ÚHLOVÁ RYCHLOST OJNICE

Při práci motoru koná ojnice obecný rovinný pohyb (translační pohyb spolu s pístem + rotační pohyb spolu s klikovým hřídelem). Úhlová rychlost ojnice je rovna derivaci úhlu odklonu ojnice  $\beta$  podle času  $t$ . Výsledný vztah pro úhlovou rychlost ojnice je [9]:

$$\omega_o = \omega_k \lambda \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}. \quad (21)$$

Průběh úhlové rychlosti ojnice v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 11.



Obr. 11 Úhlová rychlost ojnice vycházející ze zadaných dat

### 5.1.5 ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ OJNICE

Úhlové zrychlení ojnice vychází z derivace úhlové rychlosti ojnice  $\omega_o$  podle času  $t$ . Matematickými úpravami a vyjadřováním získáme vztah pro úhlové zrychlení ojnice [9]:

$$\varepsilon_o = -\omega_k^2 \lambda \frac{(1 - \lambda^2) \sin \alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{3}{2}}}. \quad (22)$$

Tento vztah se převádí pomocí binomického rozvoje, přičemž se uvažují pouze první dva členy rozvoje. Vztah pro úhlové zrychlení ojnice pomocí binomického rozvoje je tedy [9]:

$$\varepsilon_o \doteq -\omega_k^2 \lambda \left[ \left( 1 + \frac{1}{8} \lambda^2 \right) \sin \alpha - \frac{3}{8} \lambda^2 \sin 3\alpha \right]. \quad (23)$$

Vztah pro úhlové zrychlení se skládá ze dvou harmonických složek úhlového zrychlení.

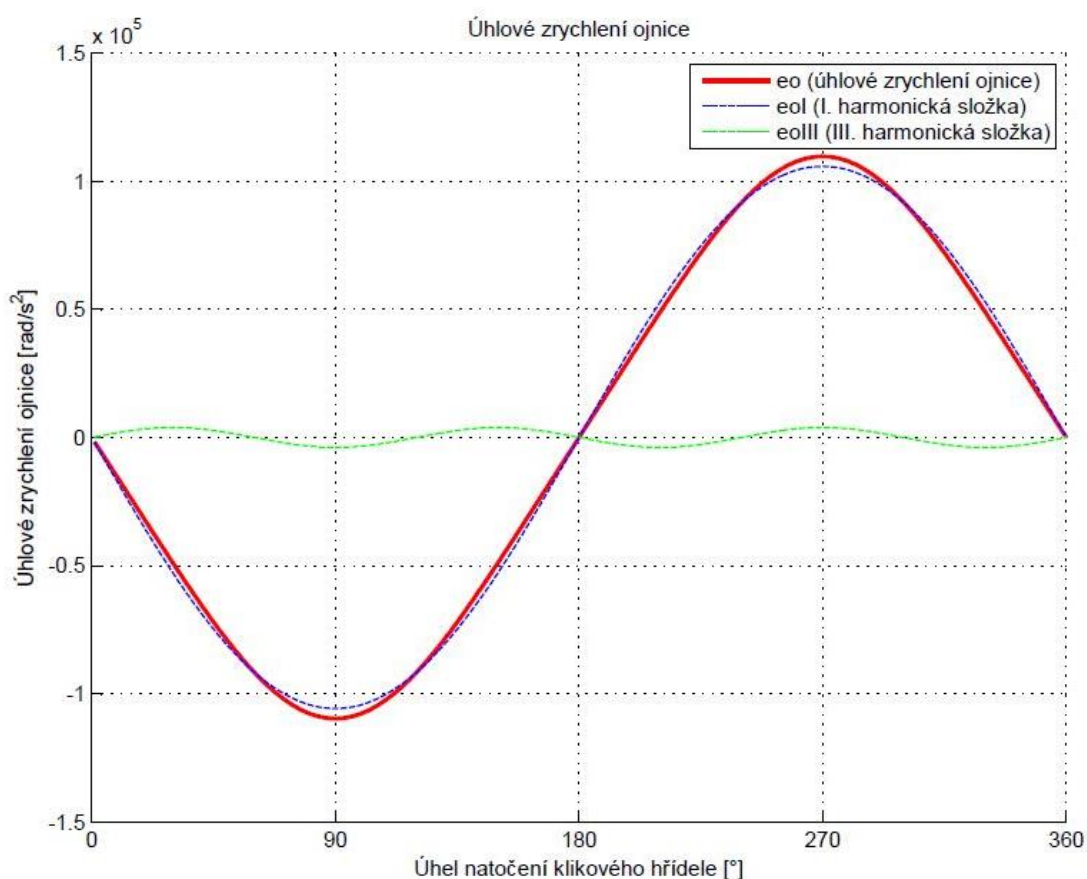
I. harmonická složka [9]:

$$\varepsilon_{o,I} = -\omega_k^2 \lambda \left( 1 + \frac{1}{8} \lambda^2 \right) \sin \alpha, \quad (24)$$

III. harmonická složka [9]:

$$\varepsilon_{o,III} = \omega_k^2 \lambda^3 \frac{3}{8} \sin 3\alpha. \quad (25)$$

Průběh úhlového zrychlení ojnice a obou jejích harmonických složek v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 12.



Obr. 12 Úhlové zrychlení ojnice a jeho harmonické složky vycházející ze zadaných dat

### 5.1.6 KINEMATIKA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Při výpočtu kinematických veličin klikového hřídele předpokládáme, že otáčky klikového hřídele jsou konstantní, tím pádem je i úhlová rychlost klikového hřídele konstantní.

Vztah pro obvodovou rychlost ojnicního čepu je [9]:

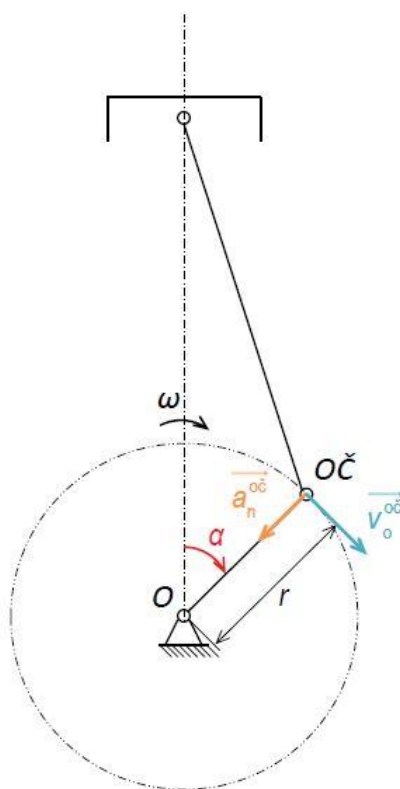
$$v_o^{o\check{c}} = r_k \omega_k . \quad (26)$$

Z této rychlosti vychází normálové zrychlení ojnicního čepu [9]:

$$a_n^{o\check{c}} = v_o^{o\check{c}} \omega_k = r_k \omega_k^2 . \quad (27)$$

Tečné zrychlení ojnicního čepu je derivace obvodové rychlosti ojnicního čepu  $v_o^{o\check{c}}$  podle času  $t$ , což je vlastně  $v_o^{o\check{c}} = 0 \text{ ms}^{-1}$ . Vztah pro tečné zrychlení ojnicního čepu [9]:

$$a_t^{o\check{c}} = \frac{dv_o^{o\check{c}}}{dt} = 0 \text{ ms}^{-2} . \quad (28)$$



Obr. 13 Kinematika klikového hřídele [9]

## 5.2 DYNAMIKA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Při výpočtech dynamiky klikového mechanismu se bude jednat zejména o výpočty sil působících v klikovém mechanismu. Mezi nejdůležitější patří síly primární (vnitřní, síly od tlaku plynů), které určujeme pomocí indikátorových diagramů, a síly sekundární (vnější, setrvačné), které počítáme pomocí kinematiky klikového mechanismu. Síly od tlaku plynů působí v ose válce, síly setrvačné pak působí v rovině příslušného zalomení. V klikovém mechanismu působí ale také třecí síly, síly v důsledku odporů poháněného vozidla nebo síly vznikající kmitáním částí klikového mechanismu. [10]

### 5.2.1 SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ PÍST

Píst je zatěžován silou od tlaku plynů, setrvačnou silou a normálovou silou, která namáhá plášť pístu.

Tlak plynů vyvolává síly od tlaku plynů  $P_p$  a  $P'_p$ , které jsou obě stejně velké a leží v ose válce, nicméně mají opačný smysl působení. Platí pro ně vztah [11]:

$$P_p = -P'_p = S_{pist}(p - p_0) = \frac{\pi D^2}{4}(p - p_0), \quad (29)$$

kde  $S_{pist}$  je čelní plocha pístu,  $p$  je tlak ve spalovacím prostoru a  $p_0$  je tlak v klikové skříni.

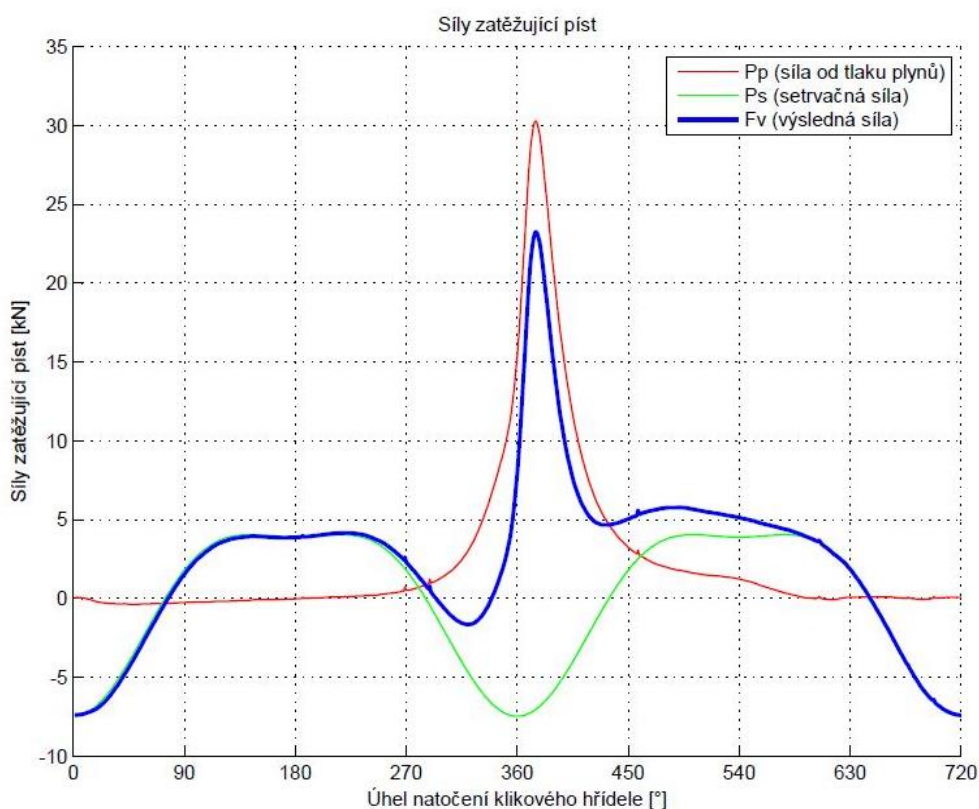
Pro setrvačnou sílu platí vztah [11]:

$$S_p = -m_{pos}a_p. \quad (30)$$

Pomocí těchto dvou sil můžeme vypočítat výslednou sílu zatěžující píst podle vztahu [11]:

$$F_p = P_p + S_p. \quad (31)$$

Průběh sil zatěžujících píst v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 14.

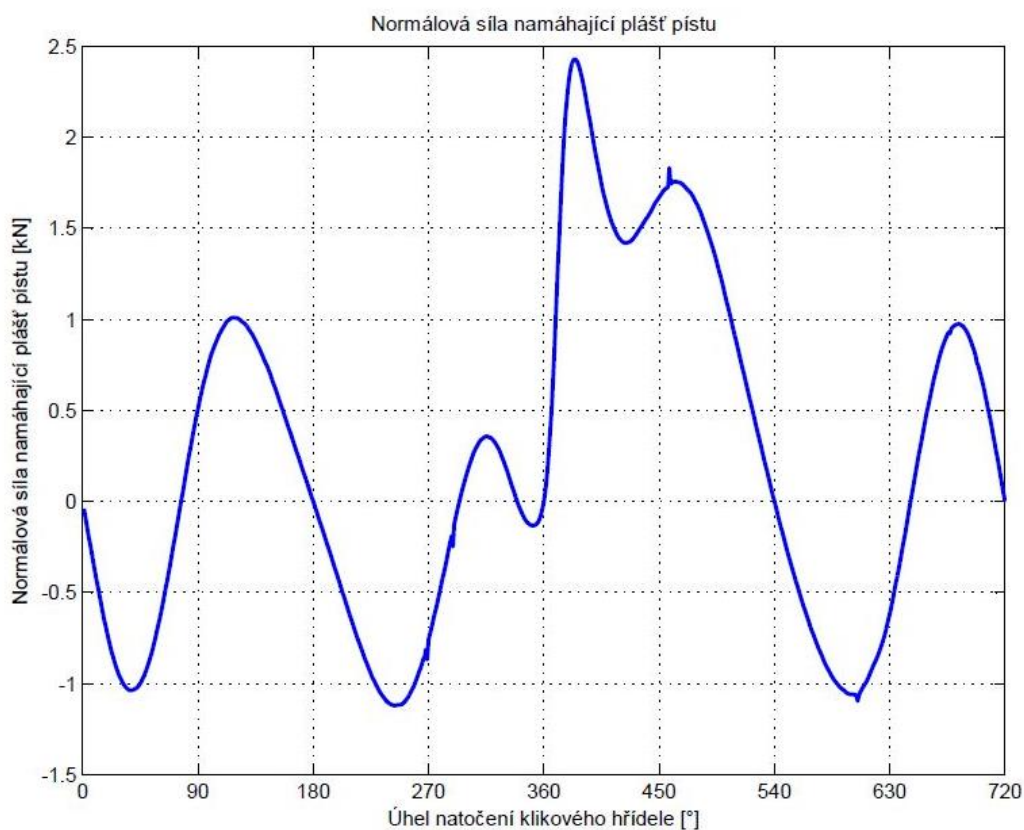


Obr. 14 Výsledná síla a její složky zatěžující píst vycházející ze zadaných dat

Pomocí síly od tlaku plynů a setrvačné síly jsme schopni vypočítat normálovou sílu namáhající plášť pístu podle vztahu [11]:

$$N_p = (P_p + S_p) \operatorname{tg} \beta = F_p \operatorname{tg} \beta. \quad (32)$$

Průběh normálové síly namáhající plášť pístu v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 15.



Obr. 15 Normálová síla namáhající plášť pístu vycházející ze zadáných dat

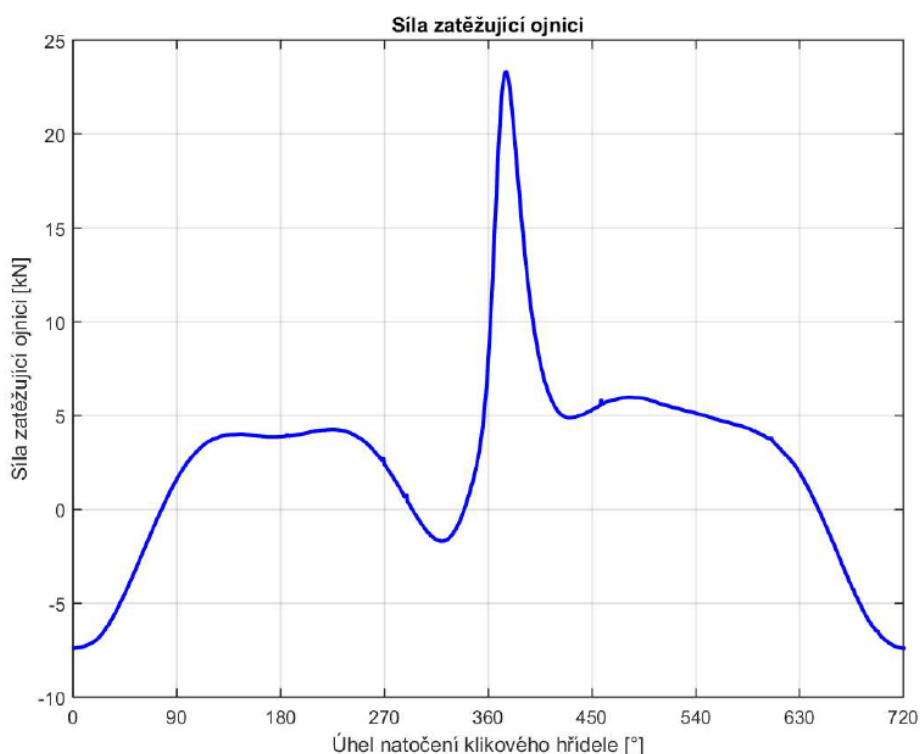
### 5.2.2 SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ OJNICI

Jak je uvedeno v Kap. 3.2, ojnice je namáhána na tah i na tlak.

Výsledná síla působící v ojnici se vypočítá dle vztahu [11]:

$$F_o = \frac{P_p + S_p}{\cos \beta}. \quad (33)$$

Průběh výsledné síly namáhající ojnici v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 16.



Obr. 16 Výsledná síla zatěžující ojnici vycházející ze zadaných dat

### 5.2.3 SÍLY ZATĚŽUJÍCÍ OJNIČNÍ ČEP

Ojniční síla se přenáší na ojniční čep, a zde se rozkládá na tangenciální a radiální sílu.

Pro tečnou složku platí vztah [11]:

$$F_t = F_o \sin(\alpha + \beta) . \quad (34)$$

Pro radiální složku platí vztah [11]:

$$F_r = F_o \cos(\alpha + \beta) . \quad (35)$$

Pro setrvačnou sílu rotujících částí ojnice platí vztah [11]:

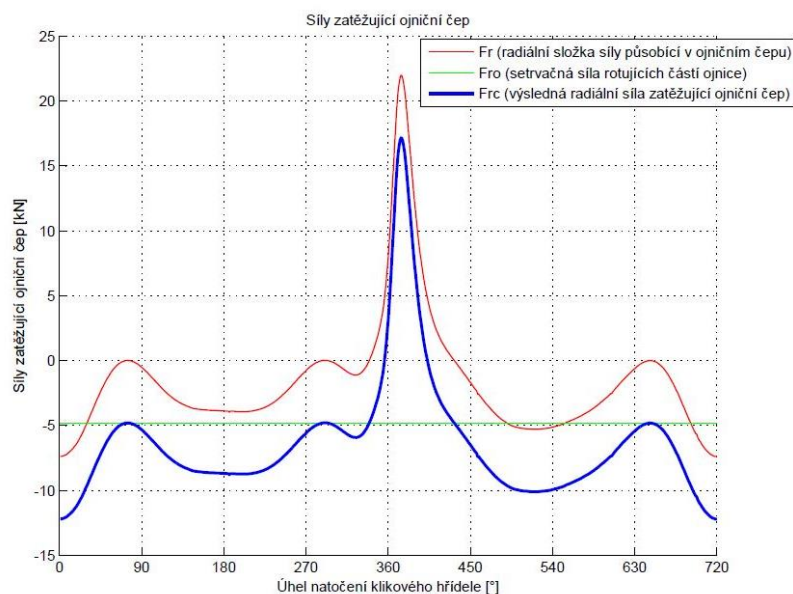
$$F_{ro} = -r_k \omega_k^2 m_{or} . \quad (36)$$

Pomocí radiální složky síly působící v ojničním čepu a setrvačné síly rotujících částí ojnice lze vypočítat výslednou radiální sílu zatěžující ojniční čep podle vztahu [11]:

$$F_{rc} = F_r + F_{ro} . \quad (37)$$

Průběh výsledné radiální síly a jejich obou složek zatěžující ojniční čep v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 17.



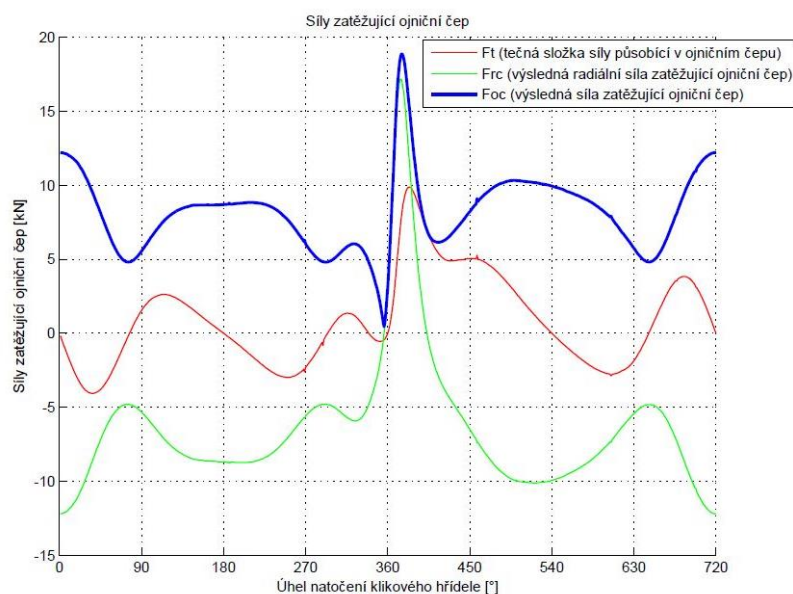


Obr. 17 Výsledná radiální síla a její složky zatěžující ojnicí čep vycházející ze zadaných dat

Pro výslednou sílu zatěžující ojnicí čep platí vztah [11]:

$$F_{oc} = \sqrt{F_{rc}^2 + F_t^2} . \quad (38)$$

Průběh výsledné síly a jejích obou složek zatěžující ojnicí čep v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 18.



Obr. 18 Výsledná síla a její složky zatěžující ojnicí čep vycházející ze zadaných dat

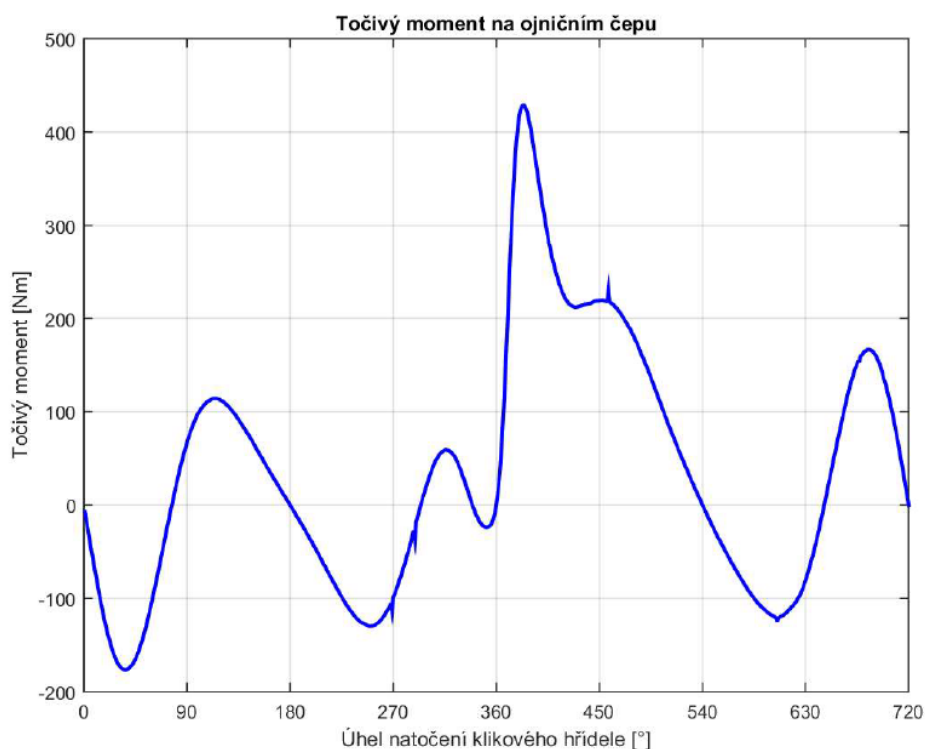


#### 5.2.4 TOČIVÝ MOMENT KLIKOVÉHO MECHANISMU JEDNOHO VÁLCE

Pro výsledný točivý moment generovaný na ojnicím čepu platí vztah [11]:

$$M_t = F_t r_k = F_p r_k \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}. \quad (39)$$

Průběh výsledného točivého momentu, který je generovaný na ojnicím čepu, v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 19.



Obr. 19 Točivý moment generovaný na ojnicím čepu vycházející ze zadaných dat

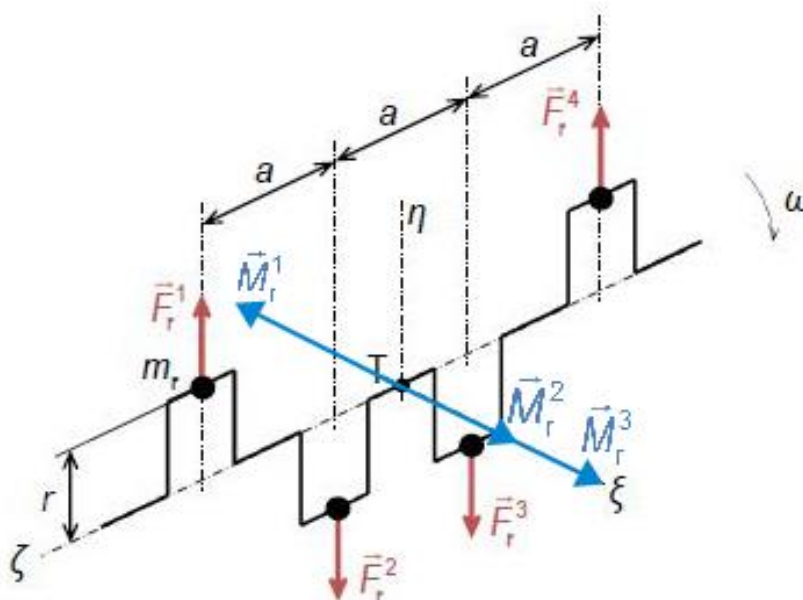
## 6 VYVÁŽENÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Hlavním úkolem vyvažování je vyrovnávat účinky setrvačných sil vznikající během pohybu hmot klikového mechanismu. Setrvačné síly se rozdělují na setrvačné síly rotujících částí a setrvačné síly posuvných částí. Setrvačné síly rotujících částí zahrnují hmotu jednotlivých zalomení, spodního děleného oka ojníc a jedné části dříků. Setrvačné síly posuvných částí pak zahrnují hmotu pístních skupin, horního neděleného oka ojníc a druhé části dříků. Vyvažováním setrvačných sil lze předcházet otřesům nebo kmitání motoru. U víceválcových motorů toho lze dosáhnout vhodným uspořádáním jednotlivých zalomení klikového hřídele tak, aby síly a momenty vyvolané pohybem setrvačných hmot klikového mechanismu na sebe vzájemně působily stejně velkým účinkem, ale opačného směru. Setrvačné síly se skládají z nekonečného počtu řádů, nicméně je třeba si uvědomit, že síly jednotlivých řádů nelze brát jako nezávislé samotné existující síly. Jsou to pořád jen složky jedné síly, která je pro usnadnění rozdělena na jednotlivé řády (složky). Pokud při vyvažování dosáhneme plného vyvážení některého řádu, můžeme jej poté pokládat za samostatný. Při vyvažování zanedbáváme vliv tření a tíhové síly. [13]

Spolu s vhodným uspořádáním jednotlivých zalomení klikového hřídele se bere ohled také na rovnoměrné rozestupy zážehů a pořadí zážehů (viz. Kap. 4). [13]

Při následujících výpočtech vyvažování budeme předpokládat, že součásti klikového mechanismu mají přesně stejně dodrženy geometrické tvary, rozměry, hmotnosti; a že klikový hřídel je absolutně tuhý. [13]

### 6.1 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ



Obr. 20 Setrvačné síly a momenty rotujících částí působící na klikový hřídel [12], upraveno

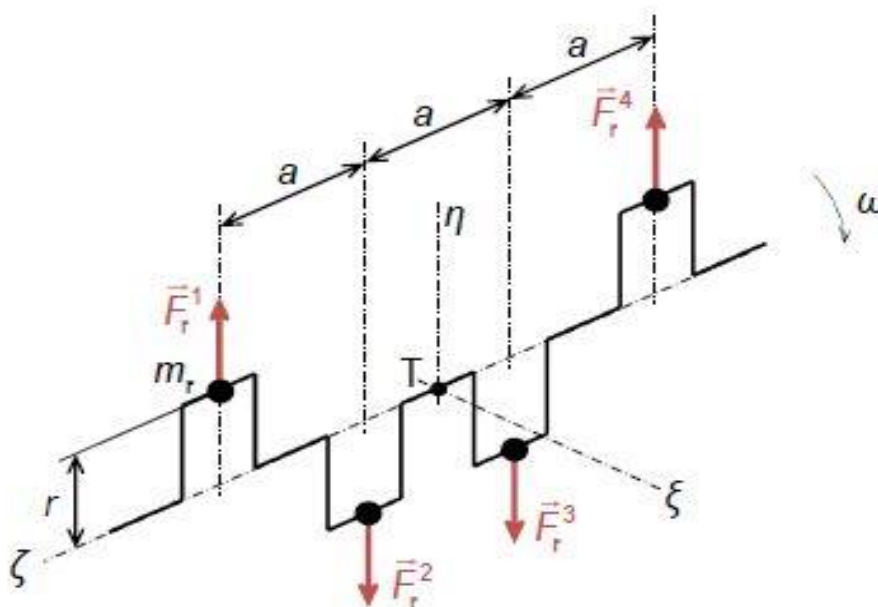
### 6.1.1 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Setrvačná síla rotujících částí je konstantní veličina, která působí ve směru ramene příslušného zalomení klikového hřídele. Její působiště leží v těžišti příslušného zalomení klikového hřídele a na ose příslušného válce. [13]

Pro setrvačnou sílu rotujících částí  $i$ -tého zalomení platí vztah [12]:

$$F_{src}^i = m_{rot} r_k \omega_k^2. \quad (40)$$

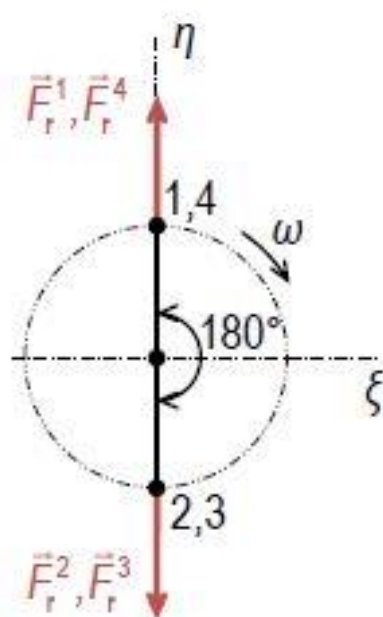
Zobrazení setrvačných sil rotujících částí působících na klikový hřídel je na Obr. 21.



Obr. 21 Setrvačné síly rotujících částí působící na klikový hřídel [12]

Pokud si tyto síly promítneme do osy klikového hřídele (viz. Obr. 22), můžeme vidět, že díky úhlu  $180^\circ$  mezi jednotlivými zalomeními klikového hřídele (což vychází z úhlu rozestupu zážehů  $180^\circ$  - viz Kap. 4) se setrvačné síly rotujících částí jednotlivých zalomení klikového hřídele vzájemně vyrušují. Po použití vztahu (40) pro čtyřválcový motor můžeme vidět, že setrvačné síly rotujících částí jsou přirozeně vyváženy [12]:

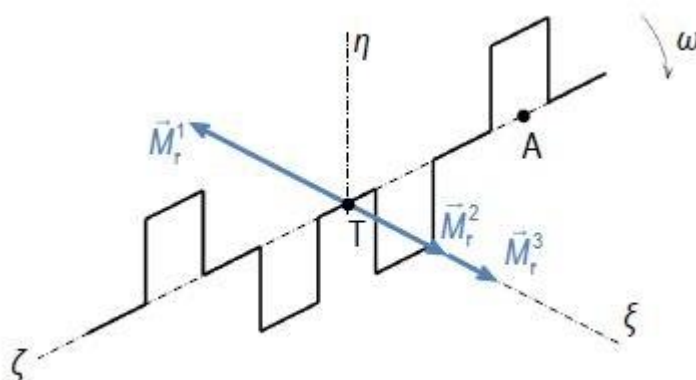
$$\sum_{i=1}^4 F_{src}^i = m_{rot} r_k \omega_k^2 - m_{rot} r_k \omega_k^2 - m_{rot} r_k \omega_k^2 + m_{rot} r_k \omega_k^2 = 0 \text{ N}. \quad (41)$$



Obr. 22 Setrvačné síly rotujících částí působící na klikový hřídel promítnuté do osy klikového hřídele [12]

### 6.1.2 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Momenty setrvačných sil rotujících částí jsou součtem součinů jednotlivých setrvačných sil rotujících částí a jejich vzdáleností od vztažného bodu. Vztažný bod budeme volit bod A (viz. Obr. 23). Zobrazení momentů setrvačných sil rotujících částí působících na klikový hřídel je na Obr. 23.



Obr. 23 Momenty setrvačných sil rotujících částí působící na klikový hřídel [12]

Pro momenty setrvačných sil rotujících částí *i-tého* zalomení platí vztah [12]:

$$M_{src}^i = F_{src}^i a, \quad (42)$$

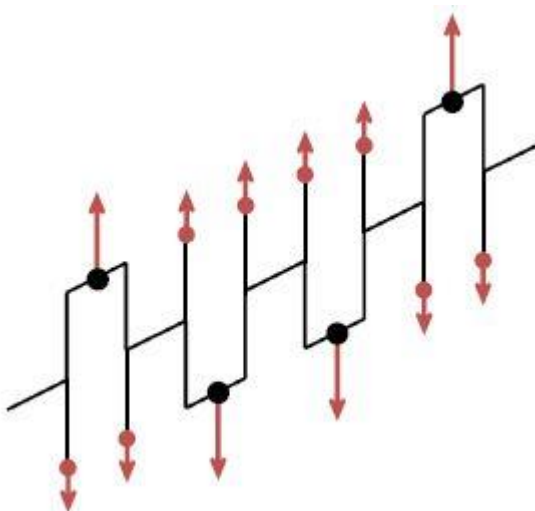
kde *a* je vzdálenost mezi působištem setrvačné síly rotujících částí a vztažným bodem A. Po použití vztahu (42) pro čtyřválcový motor můžeme vidět, že momenty setrvačných sil rotujících částí jsou přirozeně vyváženy [12]:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 M_{src}^i &= M_{src}^1 + M_{src}^2 + M_{src}^3 + M_{src}^4 = \\ &= -F_{src}^1 3a + F_{src}^2 2a + F_{src}^3 a + F_{src}^4 0 = 0 \text{ Nm} . \end{aligned} \quad (43)$$

I přesto se momenty setrvačných sil rotujících částí vyvažují přidáváním protizávaží na klikový hřídel. Je to z důvodu snížení zatížení hlavních ložisek, která vznikají v důsledku působení vnitřních podélných momentů setrvačných sil rotujících částí. Jedná se o silové a momentové vyvažování. [12]

### SILOVÉ VYVÁŽENÍ

Silové vyvážení (zde tzv. varianta s osmi vývažky) spočívá v umístění dvojice vývažků na každé rameno klikového hřídele o takové hmotnosti vývažků, aby výsledná setrvačná síla rotujících částí byla nulová. Nevýhodou tohoto vyvážení je nárůst hmotnosti. Silové vyvážení je na Obr. 24. [14]



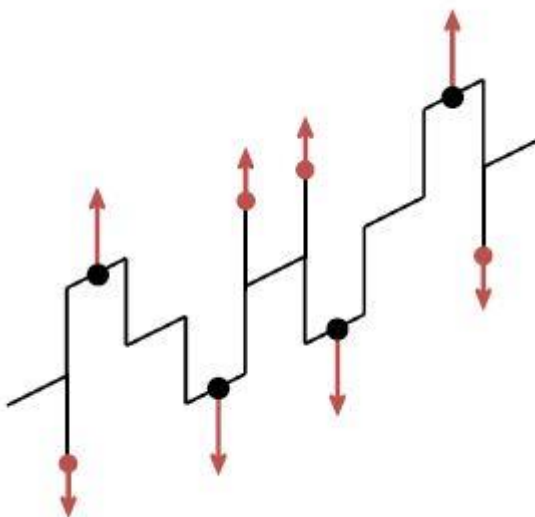
Obr. 24 Silové vyvážení [12]

### MOMENTOVÉ VYVÁŽENÍ

Momentové vyvážení (zde tzv. varianta se čtyřmi vývažky) spočívá v umístění vývažků na dvě krajní a dvě prostřední ramena klikového hřídele o takové hmotnosti vývažků, aby výsledný moment setrvačných sil rotujících částí byl nulový. Oproti silovému vyvážení nedochází k tak

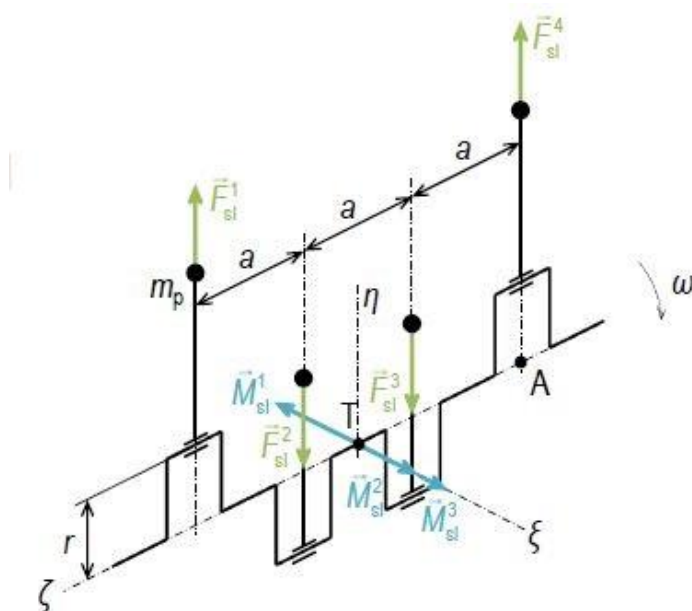
velkému nárůstu hmotnosti, ale dochází k vyššímu namáhání ložisek, a k ohybovému namáhání klikového hřídele. Momentové vyvažování je na Obr. 25. [14]

Oba uvedené způsoby vyvažování lze i kombinovat.



Obr. 25 Momentové vyvážení [12]

## 6.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU



Obr. 26 Setrvačné síly a momenty posuvných částí I. řádu působící na klikový hřídel [12]

### 6.2.1 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Setrvačné síly posuvných částí I. řádu nejsou velikostně konstantní. Jejich směr působení je stejný, tj. v ose válce, smysl působení se mění. [13]

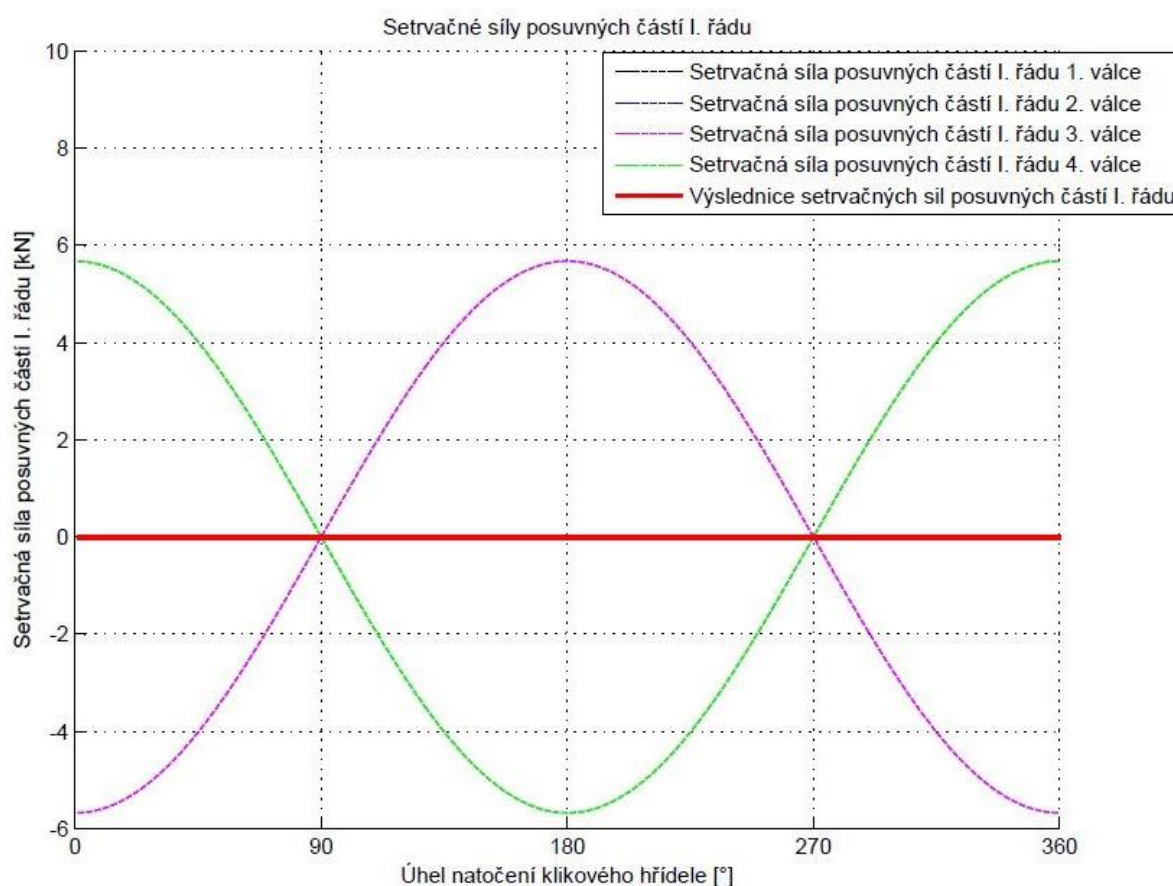
Pro setrvačnou sílu posuvných částí I. řádu  $i$ -tého zalomení platí vztah [12]:

$$F_{spcl}^i = m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos \alpha. \quad (44)$$

Po použití vztahu (44) pro čtyřválcový motor můžeme vidět, že setrvačné síly posuvných částí I. řádu jsou přirozeně vyváženy [12]:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 F_{spcl}^i &= m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos \alpha + m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos(\alpha + 180^\circ) + \\ &+ m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos(\alpha + 180^\circ) + m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos \alpha = 0 \text{ N}. \end{aligned} \quad (45)$$

Průběh setrvačných sil posuvných částí I. řádu v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 27.



Obr. 27 Setrvačné síly posuvných částí I. řádu vycházející ze zadaných dat

### 6.2.2 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ I. ŘÁDU

Momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu nejsou velikostně konstantní. Jejich směr působení je stejný, tj. kolmo k ose válce, smysl působení se mění. [13]

Při výpočtu budeme používat vztažný bod A na Obr. 26. Pro momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu *i-tého* zalomení platí vztah [12]:

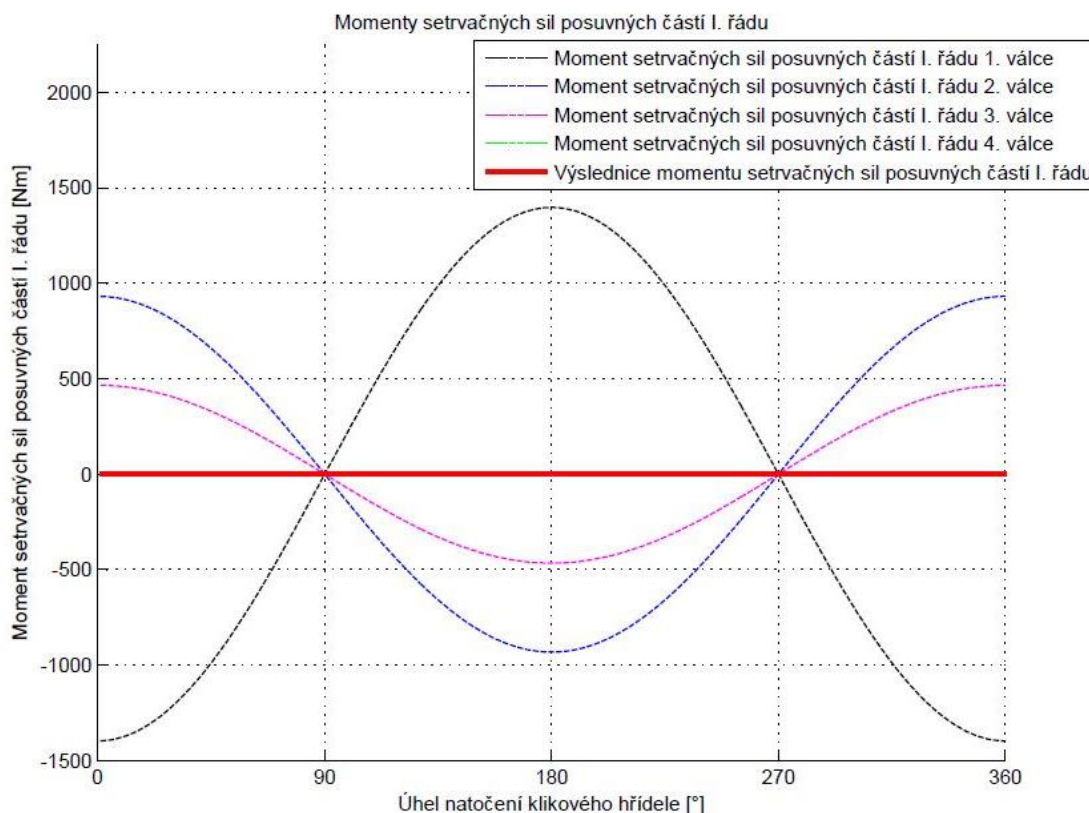
$$M_{spcl}^i = F_{spcl}^i a, \quad (46)$$

kde *a* je vzdálenost mezi působištem setrvačné síly posuvných částí *i-tého* řádu a vztažným bodem A.

Po použití vztahu (46) pro čtyřválcový motor můžeme vidět, že momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu jsou přirozeně vyváženy [12]:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 M_{spcl}^i = & +m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos \alpha 3a + m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos(\alpha + 180^\circ) 2a + \\ & +m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos(\alpha + 180^\circ) a + 0 = 0 \text{ Nm}. \end{aligned} \quad (47)$$

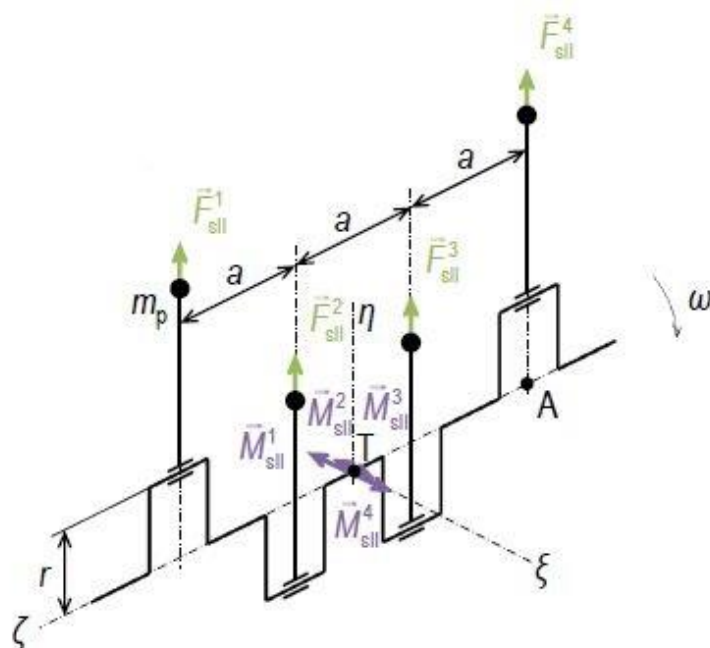
Průběh momentů setrvačných sil posuvných částí I. řádu v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 28.



Obr. 28 Momenty setrvačných sil posuvných částí I. řádu vycházející ze zadaných dat



### 6.3 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL A MOMENTŮ POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU



Obr. 29 Setrvačné síly a momenty posuvných částí II. řádu působící na klikový hřídel [12]

#### 6.3.1 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Setrvačné síly posuvných částí II. řádu nejsou velikostně konstantní. Jejich směr působení je stejný, tj. v ose válce, smysl působení se mění. [13]

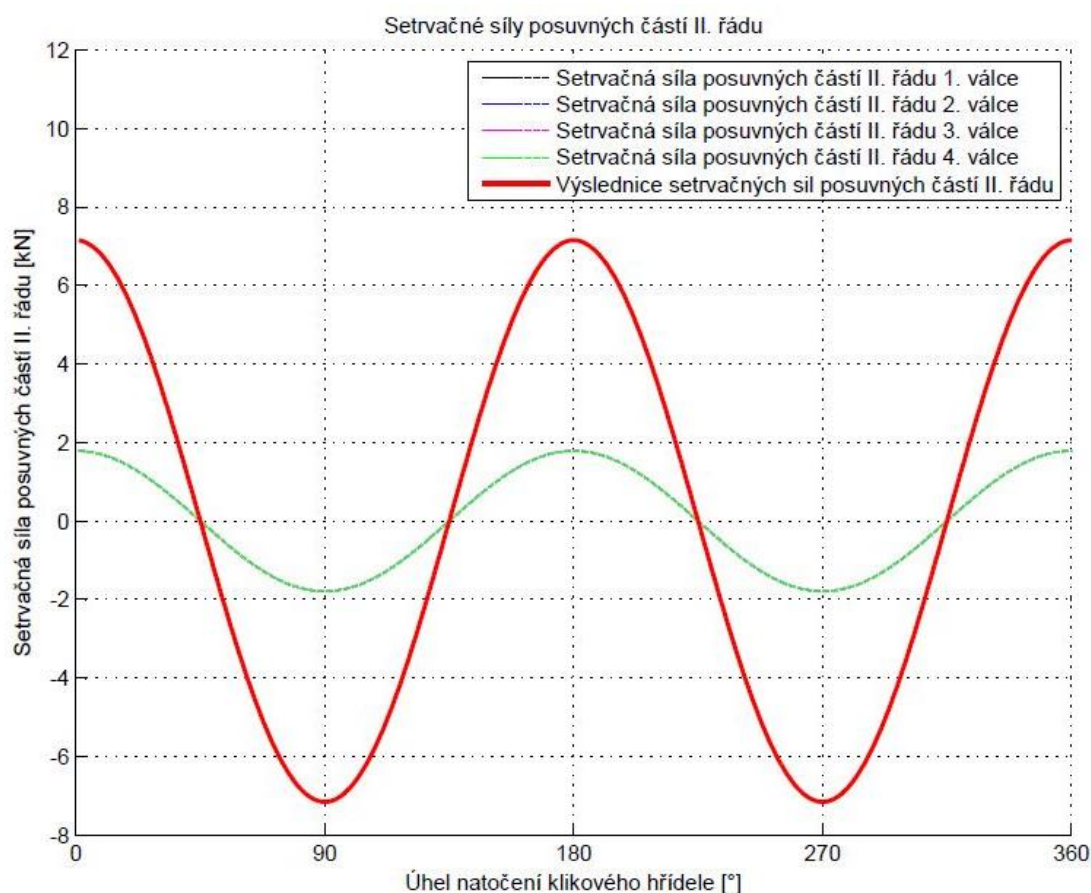
Pro setrvačnou sílu posuvných částí II. řádu  $i$ -tého zalomení platí vztah [12]:

$$F_{spcII}^i = \lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2\alpha. \quad (48)$$

Po použití vztahu (48) pro čtyřválcový motor můžeme vidět, že setrvačné síly posuvných částí II. řádu nejsou přirozeně vyváženy [12]:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 F_{spcII}^i &= \lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2\alpha + \lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \\ &+ \lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2\alpha = 4\lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2\alpha. \end{aligned} \quad (49)$$

Průběh setrvačných sil posuvných částí II. řádu v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 30.



Obr. 30 Setrvačné síly posuvných částí II. řádu vycházející ze zadaných dat

### 6.3.2 VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

Momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu nejsou velikostně konstantní. Jejich směr působení je stejný, tj. kolmo k ose válce, smysl působení se mění. [13]

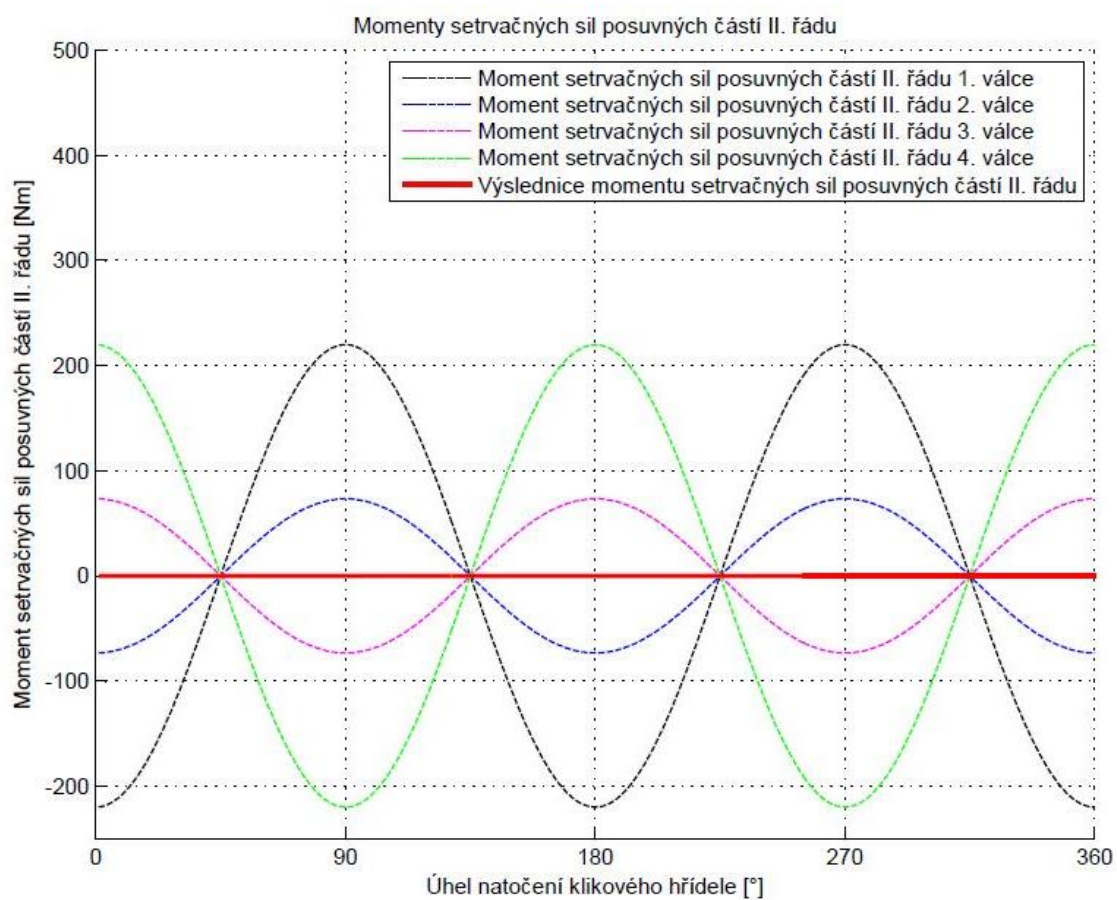
Při výpočtu budeme používat vztažný bod A na Obr. 29. Pro momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu  $i$ -tého zalomení platí vztah [12]:

$$M_{spcII}^i = F_{spcII}^i a. \quad (50)$$

Po použití vztahu (50) pro čtyřválcový motor můžeme vidět, že momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu jsou přirozeně vyváženy [12]:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 M_{spcII}^i &= -\lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2\alpha \frac{3}{2} a - \lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) \frac{1}{2} a + \\ &+ \lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) \frac{1}{2} a + \lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2\alpha \frac{3}{2} a = 0 \text{ Nm}. \end{aligned} \quad (51)$$

Průběh momentů setrvačných sil posuvných částí II. řádu v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 31.

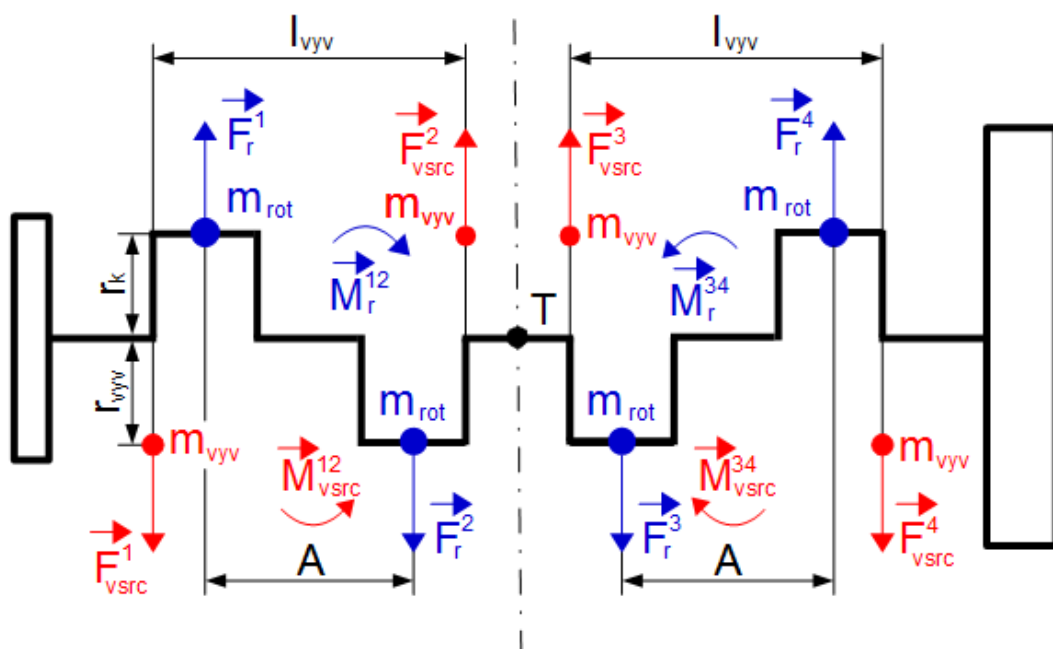


Obr. 31 Momenty setrvačných sil posuvných částí II. řádu vycházející ze zadaných dat

## 7 NÁVRH VYVÁŽENÍ A KONSTRUKCE KLIKOVÉHO HŘÍDELE

### 7.1 NÁVRH VYVÁŽENÍ MOMENTŮ SETRVAČNÝCH SIL ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ

Pro vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí bude po domluvě s vedoucím diplomové práce použito momentové vyvažování popsané v Kap. 6.1.2. Dvojice setrvačných sil rotujících částí  $\vec{F}_{src}^1, \vec{F}_{src}^2$  a  $\vec{F}_{src}^3, \vec{F}_{src}^4$  vyvolávají momenty setrvačných sil rotujících částí  $\vec{M}_{src}^{12}$  a  $\vec{M}_{src}^{34}$ . Při použití momentového vyvažování proti nim působí dvojice vyvažovacích sil  $\vec{F}_{vsrc}^1, \vec{F}_{vsrc}^2$  a  $\vec{F}_{vsrc}^3, \vec{F}_{vsrc}^4$ , které vyvolávají momenty vyvažovacích sil  $\vec{M}_{vsrc}^{12}$  a  $\vec{M}_{vsrc}^{34}$ . Pro splnění momentové rovnováhy musí mít dvojice momentů  $\vec{M}_{src}^{12}, \vec{M}_{vsrc}^{12}$  a  $\vec{M}_{src}^{34}, \vec{M}_{vsrc}^{34}$  stejnou velikost a působit proti sobě.



Obr. 32 Schéma momentového vyvažování

Z Obr. 32 vyplývá po zjednodušení vztah:

$$m_{vyv} r_{vyv} = m_{rot} r_k \frac{A}{l_{vyv}}, \quad (52)$$

kde  $m_{vyv}$  je hmotnost vývažku,  $r_{vyv}$  je vzdálenost těžiště vývažku od osy klikového hřídele a  $l_{vyv}$  je vzdálenost mezi vývažky. Ze vztahu (52) vyplývá, že vývažek je určen jednak svou hmotností a jednak svou polohou vzhledem k ose klikového hřídele. Při určení jedné z těchto veličin, nezbyvá nic jiného než si druhou veličinu zvolit, např.  $r_{vyv}$  a hmotnost vývažku poté dopočítat ze vztahu (52). Pro hmotnost vývažku poté platí vztah:

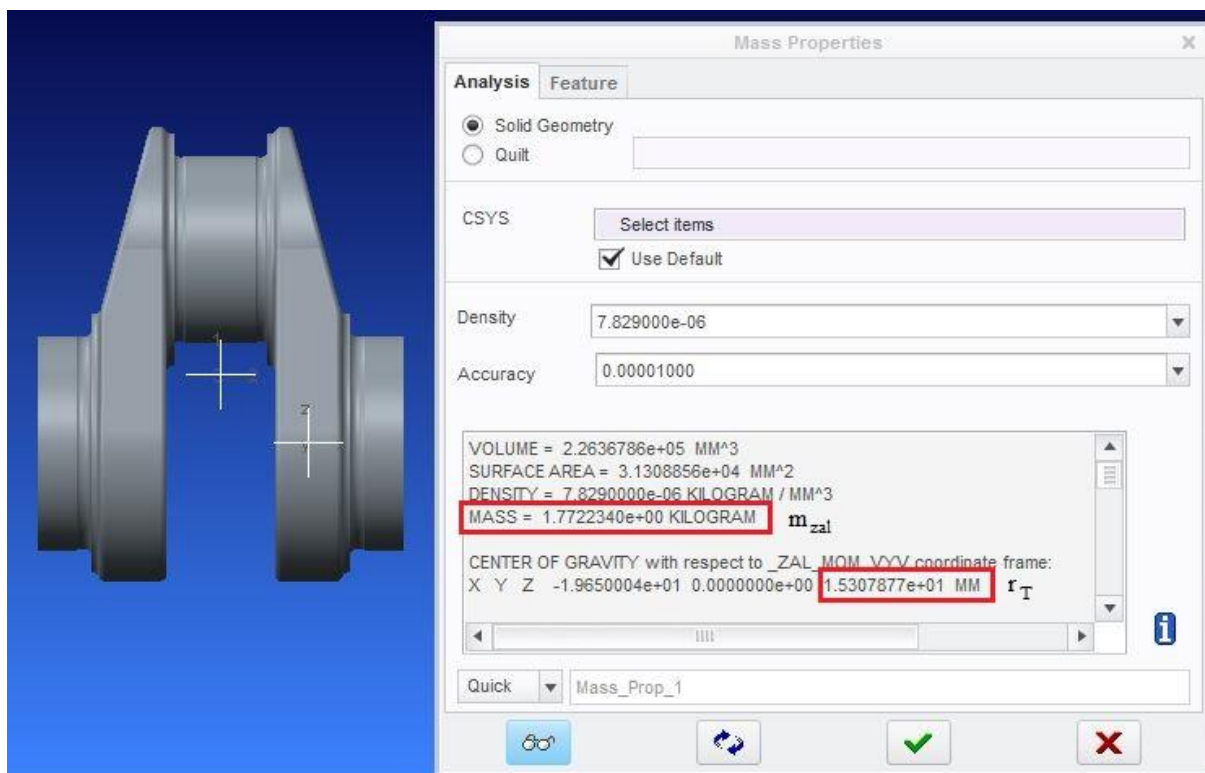
$$m_{vyv} = m_{rot} \frac{r_k}{r_{vyv}} \frac{A}{l_{vyv}}. \quad (53)$$

Pro výpočet  $m_{rot}$  bylo nutné vypočítat hmotnost  $m_{zal}^{red}$ , pro kterou platí vztah [10]:

$$m_{zal}^{red} = m_{zal} \frac{r_T}{r_k}, \quad (54)$$

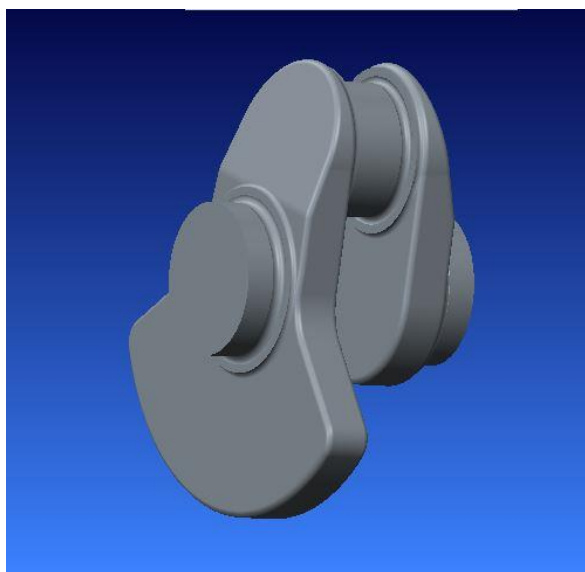
kde  $m_{zal}$  je hmotnost zalomení klikového hřídele a  $r_T$  je vzdálenost těžiště zalomení od osy klikového hřídele.

Na základě převzatých rozměrů bylo v 3D CAD softwaru PTC Creo Parametric 2.0 (dále jen Creo) vytvořeno jedno zalomení a za pomoci funkce *Mass Properties* byla zjištěna hodnota  $m_{zal}$  a  $r_T$  – viz Obr. 33. Poté bylo zvoleno  $r_{vyv} = 0.04 \text{ m}$  a vypočítána hmotnost  $m_{vyv} = 0,8304 \text{ kg}$ .



Obr. 33 Zalomení klikového hřídele

Při modelování vývažku byl převzat maximální poloměr vývažku, úhel rozevření i šířka vývažku z technického výkresu a následně byl vývažek upraven v Creo, tak aby těžiště zalomení s vývažkem leželo v podélné ose klikového hřídele. Toho bylo dosaženo za pomoci funkce *Optimization*. Vstupem do této funkce byl požadavek posunout svislou souřadnici těžiště zalomení s vývažkem do nuly, tj. do podélné osy klikového hřídele (v případě softwaru Creo střed souřadnicového systému). Podmínkou bylo upravit úhel rozevření vývažku. Výstupem bylo momentově vyvážené zalomení s vývažkem zobrazené na Obr. 34.



Obr. 34 Zalomení klikového hřídele s vývažkem

## 7.2 NÁVRH VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Z Kap. 6 víme, že jedinou přirozeně nevyváženou silou u řešeného čtyřválcového motoru je setrvačná síla posuvných částí II. řádu. Ta může být vyvážena buď dvěma protiběžnými vyvažovacími hřídeli nebo dvěma výškově přesazenými protiběžnými vyvažovacími hřídeli. Další možností je ponechat tuto sílu nevyváženou.

### 7.2.1 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU DVĚMA PROTIBĚŽNÝMI VYVAŽOVACÍMI HŘÍDELI

Konstrukční řešení je realizováno dvěma hřídeli, které mají dvojnásobnou úhlovou rychlost oproti klikovému hřídeli a otáčí se protiběžně. Na hřídelech jsou umístěny stejně hmotné vývažky, které leží v jedné vodorovné ose. Při pohybu hřídelů vzniká dvojice vyvažovacích sil. Každá z dvojice vyvažovacích sil lze rozložit na dvě složky: 1) složka síly působící proti směru setrvačné síly posuvných částí II. řádu a 2) složka síly působící kolmo na složku 1). Součtem složek 1) dostáváme celkovou vyvažovací sílu. Součtem složek 2) dochází k jejich eliminaci, neboť působí díky protiběžnosti hřídelů v každém okamžiku proti sobě. Schéma vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu dvěma protiběžnými hřídeli je na Obr. 35.

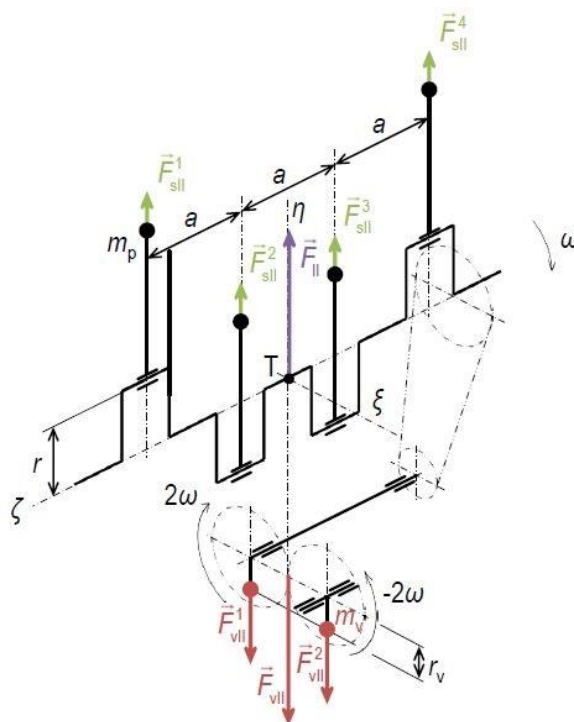
Pro celkovou vyvažovací sílu platí vztah [12]:

$$F_{vII} = 2m_v r_v (2\omega_k)^2 \cos 2\alpha, \quad (55)$$

kde  $m_v$  je hmotnost vývažku na jednom vyvažovacím hřídeli a  $r_v$  je vzdálenost těžiště vývažku od osy vyvažovacího hřídele.

Pokud dáme sílu  $F_{vII}$  do silové rovnováhy se silou  $F_{spcII}$ , dostáváme vztah [12]:

$$4\lambda m_{pos} r_k \omega_k^2 \cos 2\alpha = 2m_v r_v (2\omega_k)^2 \cos 2\alpha. \quad (56)$$



Obr. 35 Schéma vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu dvěma protiběžnými hřídeli [12]

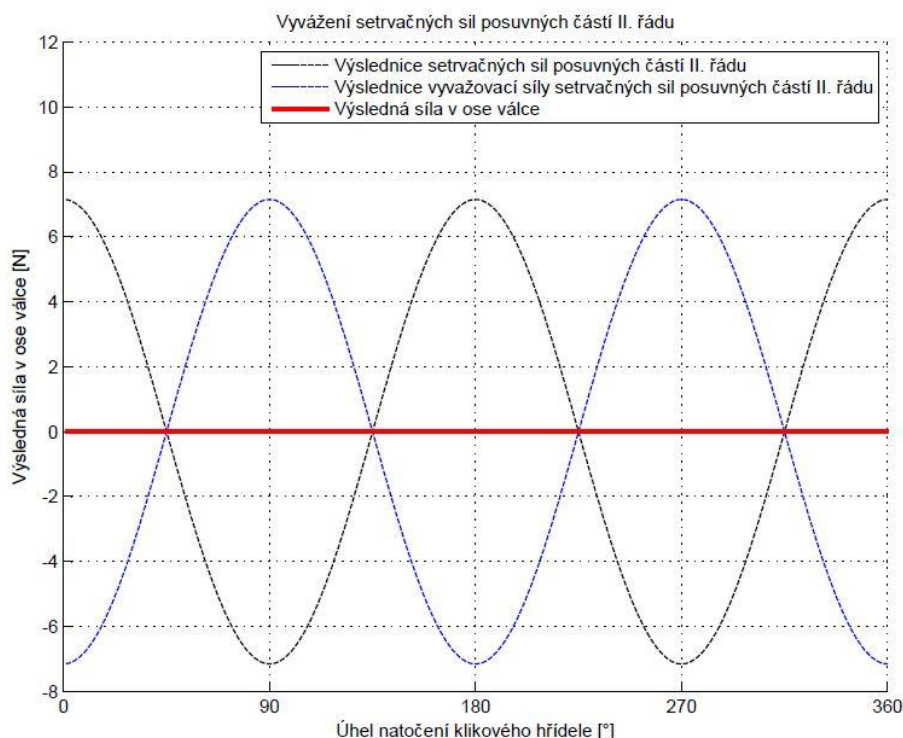
Po úpravě vztahu (56) získáváme vztah pro hmotnost vývažků [12]:

$$m_v = \frac{1}{2} \lambda m_{pos} \frac{r_k}{r_v}. \quad (57)$$

Ze vztahu (57) je zřejmé, že stejně jak při návrhu vývažku u momentového vyvažování, i zde jsou vývažky určeny jednak svou hmotností a jednak svou polohou vzhledem k ose vyvažovacích hřídelů.

Průběh výslednice setrvačných sil posuvných částí II. řádu, celkové vyvažovací síly a výsledné síly v ose válce v závislosti na natočení klikového hřídele je na Obr. 36.





Obr. 36 Výsledná síla v ose válce

### 7.2.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU DVĚMA VÝŠKOVĚ PŘESAZENÝMI PROTIBĚŽNÝMI HŘÍDELI

Konstrukční řešení je až na jednu odlišnost realizováno podobně jako v Kap. 7.2.1. Zmíněnou odlišností je, že hřídele a jejich vývažky neleží v jedné vodorovné ose, ale jsou ve svislém směru přesazeny o určitou výšku. Při pohybu hřídelů vzniká dvojice vyvažovacích sil. Každá z dvojice vyvažovacích sil lze rozložit na dvě složky: 1) složka síly působící proti směru setrvačné síly posuvných částí II. řádu a 2) složka síly působící kolmo na složku 1). Součtem složek 1) dostáváme celkovou vyvažovací sílu. Složky 2) vzbuzují točivý moment, který vyvažuje II. řád točivého momentu setrvačné síly posuvných částí vznikající v důsledku působení II. řádu tečné složky setrvačné síly posuvných částí působící v ojnici. Schéma vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu dvěma výškově přesazenými protiběžnými hřídeli je na Obr. 37.

Pro celkovou vyvažovací sílu a hmotnost vývažků platí stejný vztah jako v Kap. 7.2.1.

Pro složku 2) – točivý moment výškově přesazené vyvažovací jednotky platí vztah [12]:

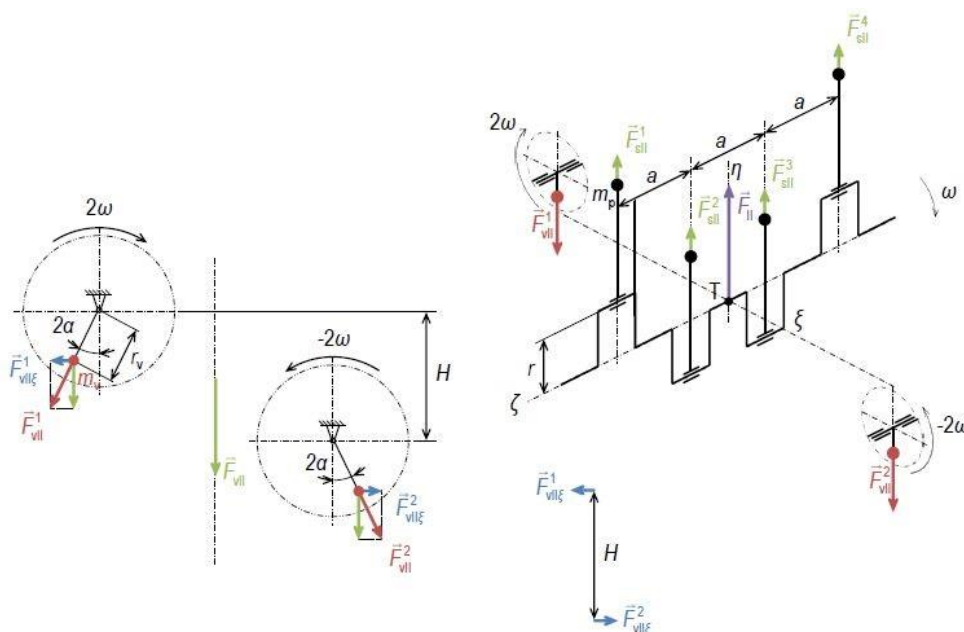
$$M_{vII\xi} = 4m_{vyv}r_{vyv}\omega_k^2\sin 2\alpha H, \quad (58)$$

kde  $H$  je výškové přesazení.

Pro výškové přesazení platí vztah [12]:



$$H = \frac{r_k}{\lambda} = \frac{r_k}{\frac{r_k}{l_o}} = l_o. \quad (59)$$



Obr. 37 Schéma vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu dvěma výškově přesazenými protiběžnými hřídeli [12]

### 7.2.3 PONECHÁNÍ NEVYVÁŽENOSTI SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ II. ŘÁDU

V praxi se setrvačné síly posuvných částí II. řádu vyvažují jen ve zvláštních případech. Na druhou stranu ponechání nevyváženosti přináší i své výhody, jako například, že odpadá složitá konstrukce protiběžných vyvažovacích hřídelů, s čímž souvisí menší hmotnost a nižší cena. Také výkon, který bychom využili na pohon vyvažovacích hřídelů, můžeme využít na pohon jiných agregátů.

## 7.3 3D CAD MODEL A ZÁKLADNÍ PARAMETRY KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Poté co bylo momentově vyváženo zalomení klikového hřídele s vývažkem, byl vytvořen v Creu nový soubor s příponou \*.prt, do kterého bylo přes funkci *Merge/Inheritance* 4x nakopírováno zalomení klikového hřídele s vývažkem. K tomuto tělesu byla dle technického výkresu domodelována geometrie volného (předního) konce klikového hřídele a náhonového (zadního) konce klikového hřídele spolu s přírubou na připevnění setrvačníku. Protože technický výkres je platný pro tříválec, geometrie a umístění nálitku na axiální ložisko a spojení hlavních a ojnicích čepů pomocí mazacích kanálků (které zabezpečují přívod oleje z hlavních do ojnicích ložisek) byly voleny dle vlastního uvážení. Průměr mazacích kanálků, zaoblení vyústění a úhel mezi svislou osou klikového hřídele a osou vyústění mazacích kanálků, byly převzaty z technického výkresu. Ve směru od volného (předního) konce klikového hřídele jsou postupně spojeny 1. hlavní čep (dále HČ) a 1. ojnicí čep (dále OČ), 2. HČ a 2. OČ, 4. HČ a 3. OČ, 5. HČ a 4. OČ. Na 3. HČ je náliček na axiální ložisko a je mu dodáván olej prostřednictvím otvoru v bloku motoru. Model klikového hřídele je na Obr. 38.

Vhodným materiálem pro výrobu klikového hřídele byla zvolena ocel ČSN 15 230.7. Je to ocel dobře svařitelná i obrobitelná, vhodná k zušlechťování, nitridování a povrchovému kalení. Používá se pro velmi namáhané součásti strojů a letadel, např. klikové hřídele, ojnice. Její základní mechanické charakteristiky potřebné pro další výpočty jsou uvedené v Tab. 2. [15]

Klikový hřídel bude vyroben zápusťkovým kováním a následným obrobením funkčních povrchů.

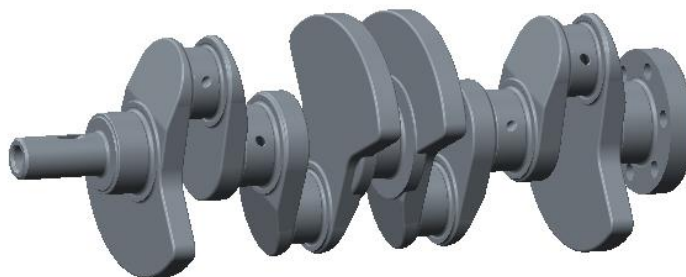
Tab. 2 Základní mechanické vlastnosti ocele ČSN 15 230.7 [15]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti	$R_m$	980	[MPa]
Mez kluzu	$R_e$	835	[MPa]
Mez únavy v tahu/tlaku	$\sigma_{CTAH/TLAK}$	441	[MPa]
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{cOHYB}$	490	[MPa]

V Tab. 3 jsou doplněné parametry vytvořeného klikového hřídele vycházející z 3D CAD modelu.

Tab. 3 Parametry vytvořeného klikového hřídele

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Hmotnost zalomení klikového hřídele	$m_{zal}$	1,77	[kg]
Vzdálenost těžiště zalomení od osy klikového hřídele	$r_T$	15,31	[mm]
Hmotnost vývažku klikového hřídele	$m_{vyv}$	0,60	[kg]
Vzdálenost těžiště vývažku od osy klikového hřídele	$r_{vyv}$	43,80	[mm]
Celková hmotnost klikového hřídele	$m_{kh}$	10,75	[kg]
Celková délka klikového hřídele	$l_{kh}$	428,30	[mm]
Celkový moment setrvačnosti klikového hřídele	$J_{kh}$	0,015973	[kg.m <sup>2</sup> ]



Obr. 38 3D CAD model klikového hřídele

## 8 TORZNÍ KMITÁNÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Torzní kmitání je nejnebezpečnějším kmitáním, ke kterému dochází u klikových hřídelů. Je způsobeno časovou proměnností krouticího momentu. Dělí se na vlastní a vynucené torzní kmitání. [16], [21]

Kromě torzního kmitání je klikový hřídel namáhán také ohybovým a podélným kmitáním. Ohybové kmitání je vyvoláno budícími periodicky proměnnými silami od tlaku plynů, setrvačnými silami posuvných částí a neúplně vyváženými setrvačnými silami rotujících částí, které působí kolmo na osu hřídele. Podélné kmitání vyvolává osové periodické zkracování a prodlužování klikového hřídele. Většinou se váže na torzní nebo ohybové kmitání. [18]

### 8.1 VLASTNÍ TORZNÍ KMITÁNÍ

Určitý vnější impuls vyvolává druh harmonického pohybu, tzv. vlastní torzní kmitání. Tento pohyb se děje i bez dalšího působení onoho vnějšího impulsu, a nebýt působících pasivních odporů, probíhal by nekonečně dlouho. Nicméně díky existujícím pasivním odporům vlastní torzní kmitání po čase zaniká a tím pádem není samotné nebezpečné. [16]

Vlastní torzní kmitání každé soustavy je vždy přesně definované velikostí redukováných hmotností a redukováných délek. Při vyšetřování vlastních torzních kmitů klikového mechanismu je důležitá jejich frekvence. Pokud je shodná s frekvencí periodicky budících sil v motoru, nedochází k zániku vlastních torzních kmitů, ale naopak k jejich zesilování, vzniká rezonance. [16]

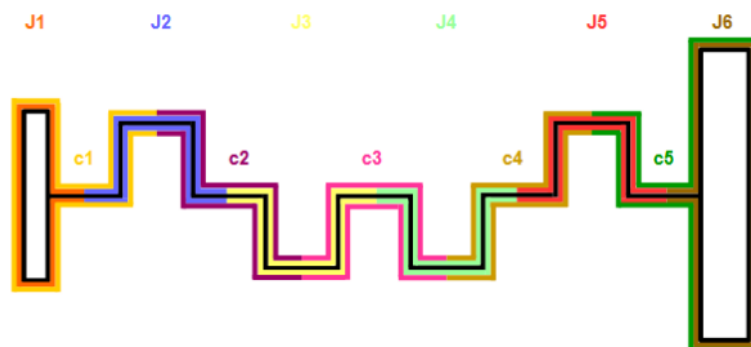
V souvislosti s řešením vlastních torzních kmitů zavádíme pojem „uzel kmitání“. Je to bod na hřídeli, který při vlastním torzním kmitání klikového mechanismu má nulovou torzní výchylku, tj. je v klidu. U řešených soustav může vzniknout různý počet druhů vlastních torzních kmitů (s přesně danými polohami uzlů kmitání), ten je však omezen podmínkou, kdy maximální možný počet druhů vlastních torzních kmitů je  $N - 1$ , kde  $N$  je počet uvažovaných hmotných kotoučů v náhradní soustavě klikového mechanismu. V praxi se u motorů zkoumají často pouze jednouzlové a dvouuzlové vlastní torzní kmity. [16]

#### 8.1.1 NÁHRADNÍ SOUSTAVA KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pohyb klikového mechanismu způsobuje časovou proměnlivost kinetické energie mechanismu, výsledného setrvačného momentu nebo i tuhosti klikového hřídele. Při výpočtu se časová proměnlivost těchto veličin zanedbává. Klikový hřídel se převádí co nejvěrněji do náhradní soustavy, která je energeticky ekvivalentní pouze pro střední hodnotu časového průběhu, a splňuje následující předpoklady [16]:

- hmotnosti jsou konstantní, nezávislé na čase;
- délky jsou konstantní, nezávislé na čase;
- hmotnosti mechanismů jsou redukovány do rovin v osách válců kolmých na osu hřídele;
- redukováný hřídel je nehmotný.

Klikový hřídel spojující jednotlivé hmotné kotouče (což jsou části klikového mechanismu) je redukován na hladký válcový hřídel stálého průřezu, jehož průměr je nejčastěji shodný s průměrem hlavního čepu klikového hřídele. Posledním zjednodušujícím předpokladem je, že hmoty příslušející jednotlivým válcům mají stejnou velikost, mluvíme o tzv. „homogenní soustavě“. Skutečná náhradní soustava klikového mechanismu je na Obr. 39. [16]



Obr. 39 Skutečná náhradní soustava klikového mechanismu

### 8.1.2 REDUKCE HMOTNOSTÍ

Hmoty příslušející jednotlivým válcům se redukují na poloměr klikového ramene, momenty setrvačnosti těchto hmot se vztahují k ose otáčení klikového hřídele. Při redukci hmotností se stanovuje moment setrvačnosti příslušející jednomu válci (ten se rozděluje na moment setrvačnosti rotujících částí a na redukovaný moment setrvačnosti posuvných částí), moment setrvačnosti na straně řemenice a moment setrvačnosti na straně setrvačníku. [16]

Moment setrvačnosti rotujících částí je součtem momentu setrvačnosti rotujících částí ojnice a momentu setrvačnosti jednotlivých zalomení s vývažky (tato hodnota byla získána z Crea).

Pro moment setrvačnosti rotujících částí ojnice platí vztah [16]:

$$J_{or} = m_{or} r_k^2. \quad (60)$$

Pro výsledný moment setrvačnosti rotujících částí platí vztah:

$$J_{rot} = J_{zal\_vyv} + J_{or}, \quad (61)$$

kde  $J_{zal\_vyv}$  je moment setrvačnosti zalomení s vývažkem vztažený k ose otáčení klikového hřídele.

Pro redukovaný moment setrvačnosti posuvných částí platí vztah [16]:

$$J_{pos} = \frac{1}{2} m_{pos} \left( 1 + \frac{\lambda^2}{4} \right) r_k^2. \quad (62)$$

Pro moment setrvačnosti příslušející jednomu válci pak platí vztah [16], upraveno:

$$J_M = J_{rot} + J_{pos} . \quad (63)$$

Pro moment setrvačnosti na straně řemenice platí vztah:

$$J_{Mrem} = J_{rem} + J_{v_{KH}} , \quad (64)$$

kde  $J_{rem}$  je moment setrvačnosti řemenice, který byl dodaný vedoucím práce,  $J_{v_{KH}}$  je moment setrvačnosti volného konce klikového hřídele (tato hodnota byla získána z Crea).

Pro moment setrvačnosti na straně setrvačníku platí vztah:

$$J_{Msetr} = J_{setr} + J_{n_{KH}} , \quad (65)$$

kde  $J_{setr}$  je moment setrvačnosti setrvačníku, který byl rovněž dodaný vedoucím práce,  $J_{n_{KH}}$  je moment setrvačnosti náhonového konce klikového hřídele (tato hodnota byla získána z Crea).

### 8.1.3 REDUKCE DÉLEK

Při redukci délek se zavádí další předpoklad, tj. že náhradní redukovaný hřídel musí mít stejnou pružnost jako hřídel skutečný. Tímto se předpokládá, že působící točivý moment zkrucuje oba hřídele o stejný úhel  $\varphi$  [rad]. Při redukci délek se stanovuje redukce délky jednoho zalomení, redukce délky na straně řemenice a redukce délky na straně setrvačníku. [16]

Při redukci délky jednoho zalomení se redukuje hlavní čep, ojnicí čep a ramena klikového hřídele. Pro výpočet existuje řada vzorců, z nichž každý je sestavený na určitý typ zalomení. Z důvodu rozsáhlého počtu různě tvarovaných hřídelů zatím neexistuje univerzální vzorec. [16]

Vedoucím práce byl doporučen vzorec Ker Wilsonův [17]:

$$l_{red\_zal} = D_{khred}^4 \left[ \frac{l_{oc} + 0,4D_{oc}}{D_{oc}^4 - d_{oc}^4} + \frac{l_{hc} + 0,4D_{hc}}{D_{hc}^4 - d_{hc}^4} + \frac{r_k - 0,2(D_{oc} + D_{hc})}{l_{er} B_r^3} \right] , \quad (66)$$

kde  $D_{khred}$  je průměr náhradního redukovaného hřídelu (zde je shodný s průměrem HČ),  $l_r$  je efektivní délka ramene a  $B_r$  je efektivní šířka ramene.

Při redukci délky na straně řemenice se redukuje polovina redukované délky jednoho zalomení a délka volného konce klikového hřídele. Pro tu platí vztah [18]:

$$l_{red\_v_{KH}} = [l_{v_{KH}} + \xi(D_{v_{KH}} - d_{v_{KH}})] \frac{D_{khred}^4}{D_{v_{KH}}^4 - d_{v_{KH}}^4} + [l_{hc\_v_{KH}} - \xi(D_{v_{KH}} - d_{v_{KH}})] \frac{D_{khred}^4}{D_{HC}^4 - d_{HC}^4} , \quad (67)$$

kde  $l_{v_{KH}}$  je délka volného konce klikového hřídele,  $\xi$  je koeficient vyjadřující vliv přechodu z průměru  $D_{hc}$  na  $D_{v_{KH}}$ ,  $D_{v_{KH}}$  je vnější průměr předního konce klikového hřídele,  $d_{v_{KH}}$  je průměr díry v předním konci klikového hřídele a  $l_{hc\_v_{KH}}$  je zbytková délka 1. HČ.

Pro redukci délky na straně řemenice pak platí vztah:

$$l_{red\_rem} = \frac{l_{red\_zal}}{2} + l_{red\_v_{KH}} . \quad (68)$$

Při redukci délky na straně setrvačníku se redukuje polovina redukované délky jednoho zalomení, polovina délky 5. HČ a příruba setrvačníku. Pro redukci délky na straně setrvačníku platí vztah [18]:

$$l_{red\_setr} = \frac{l_{red\_zal}}{2} + \frac{l_{hc}}{2} + l_{pri\_setr} \frac{D_{khred}^4}{D_{rozt\_setr}^4}, \quad (69)$$

kde  $l_{pri\_setr}$  je délka příruby setrvačníku a  $D_{rozt\_setr}$  je průměr roztečné kružnice děr na přírubě setrvačníku.

#### 8.1.4 URČENÍ TORZNÍCH TUHOSTÍ

Pro výpočet torzních tuhostí jednotlivých redukovaných úseků hřídele platí vztah [16]:

$$c = \frac{M_k}{\varphi} = \frac{G J_p}{l_{red}}, \quad (70)$$

kde  $M_k$  je působící točivý moment,  $\varphi$  je úhel zkroucení,  $G$  je modul pružnosti materiálu hřídele ve smyku,  $J_p$  je polární moment setrvačnosti průřezu hřídele a  $l_{red}$  je redukovaná délka příslušného úseku hřídele.

Pro polární moment setrvačnosti průřezu hřídele platí vztah [18]:

$$J_p = \frac{\pi D_{khred}^4}{32}. \quad (71)$$

#### 8.1.5 NUMERICKÝ VÝPOČET VLASTNÍHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Pro výpočet vlastních torzních kmitů klikového mechanismu budeme vycházet z Lagrangeova diferenciálního principu, který platí pro lineární diskrétní systémy. Pro pohybovou rovnici popisující tyto systémy platí vztah [19]:

$$M\ddot{q} + K\dot{q} + Cq = Q(t), \quad (72)$$

kde  $M$  je symetrická čtvercová matice hmotností typu  $n \times n$ ,  $K$  je symetrická čtvercová matice tlumení typu  $n \times n$ ,  $C$  je symetrická čtvercová matice tuhostí typu  $n \times n$ ,  $\ddot{q}$ ,  $\dot{q}$  a  $q$  jsou sloupcové vektory zrychlení, rychlostí a posuvů a  $Q$  je vektor budící funkce, která je proměnná v čase.

Dále budeme předpokládat, že řešený klikový mechanismus je autonomní netlumený systém. Pro něj platí vztah [19]:

$$M\ddot{q} + Cq = 0. \quad (73)$$

Řešením rovnice je [19]:

$$q = ae^{j\Omega t}, \quad (74)$$

kde  $a$  je vektor amplitud a  $\Omega$  je úhlová frekvence.

Po dosazení (74) do (73), následné derivaci a úpravě dostáváme vztah [19]:

$$(\mathbf{C} - \Omega^2 \mathbf{M})\mathbf{a} = \mathbf{0}, \quad (75)$$

což je maticově zapsaná soustava lineárních algebraických homogenních rovnic pro neznámé amplitudy  $a_i$ . Aby tato soustava měla nenulové řešení, musí platit [19]:

$$\det(\mathbf{C} - \Omega^2 \mathbf{M}) = 0, \quad (76)$$

kde výraz v závorce je tzv. frekvenční determinant. Pokud si jej rozepíšeme, dostáváme frekvenční rovnici, ze které mají fyzikální smysl pouze kladné vlastní úhlové frekvence (seřazené vzestupně od nuly) příslušející harmonickým kmitům v uvažovaném autonomním netlumeném systému. [19]

Výpočet dále vede na problém vlastních čísel. Vztah (75) vynásobíme zleva inverzní maticí  $\mathbf{M}^{-1}$  k matici  $\mathbf{M}$  a dostáváme [19]:

$$(\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C} - \Omega^2 \mathbf{I})\mathbf{a} = \mathbf{0}, \quad (77)$$

kde  $\mathbf{I}$  je jednotková matice.

Pro standartní problém vlastních čísel platí vztah [19]:

$$(\mathbf{A} - \lambda_v \mathbf{I})\mathbf{x} = \mathbf{0}, \quad (78)$$

kde  $\mathbf{A}$  je čtvercová matice,  $\lambda_v$  je vlastní číslo a  $\mathbf{x}$  je vlastní vektor.

Porovnáním vztahů (77) a (78) můžeme dojít k závěru, že kořeny  $\Omega^2$  jsou vlastní čísla matice  $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}$ , tím pádem druhé odmocniny vlastních čísel matice  $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}$  jsou rovny vlastním úhlovým frekvencím uvažovaného autonomního netlumeného systému. Vlastní vektory matice  $\mathbf{M}^{-1}\mathbf{C}$  pak určují vlastní tvary kmitání. [19]

Pro  $n$ -tou frekvenci vlastního torzního kmitání platí vztah [16]:

$$f_n = \frac{\Omega_n}{2\pi}, \quad (79)$$

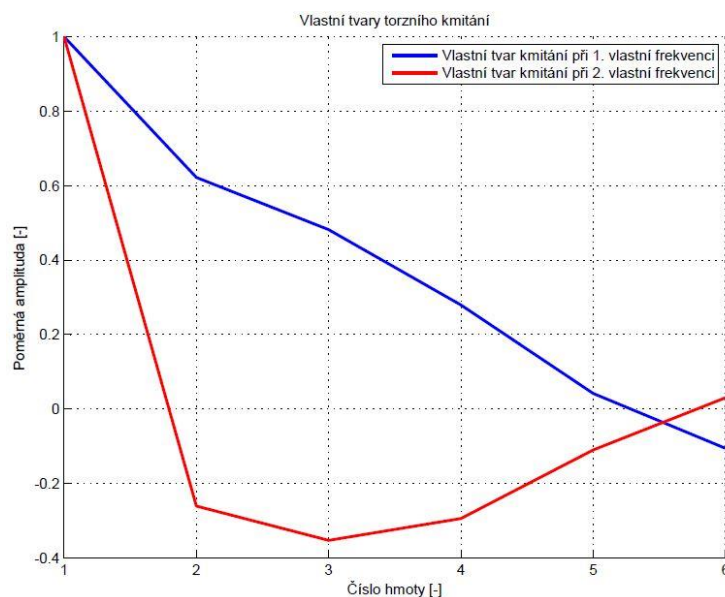
kde  $\Omega_n$  je  $n$ -tá úhlová frekvence.

Pro poměrné amplitudy platí vztah [20]:

$$a_j = \frac{x_j}{x_0}, \quad (80)$$

kde  $x_0$  je první člen  $j$ -tého sloupce matice vlastních čísel a  $x_j$  je druhý, třetí, atd. člen  $j$ -tého sloupce matice vlastních čísel.

Vlastní tvary torzního kmitání při první a druhé vlastní frekvenci jsou na Obr. 40.



Obr. 40 Vlastní tvary torzního kmitání při první a druhé vlastní frekvenci

### 8.1.6 VÝPOČET VLASTNÍHO TORZNÍHO KMITÁNÍ PODLE PROGRAMU HOLZER

Vedoucím práce byl dodán výpočtový program Holzer pro výpočet vlastního torzního kmitání. Vstupními daty pro výpočet je počet hmotných kotoučů náhradní soustavy klikového mechanismu (tj. počet stupňů volnosti  $N$ ), dále počet vlastních frekvencí, které chceme vypočítat (max.  $N-1$ ), momenty setrvačnosti hmotných kotoučů náhradní soustavy klikového mechanismu ( $J_1$  až  $J_N$ ) a torzní tuhosti jednotlivých redukovaných úseků hřídele, které spojují hmotné kotouče ( $C_1$  až  $C(N-1)$ ). Výstupem programu jsou vlastní frekvence kmitání a jejich poměrné amplitudy hmotných kotoučů náhradní soustavy klikového mechanismu.

Po porovnání výsledků numerického výpočtu vlastního torzního kmitání a výpočtu podle programu Holzer lze vidět naprostá shoda mezi výsledky vlastních frekvencí kmitání a jejich poměrných amplitud jednouzlového a dvouuzlového vlastního torzního kmitání (porovnání bylo uskutečněno pouze mezi výsledky jednouzlového a dvouuzlového vlastního torzního kmitání z toho důvodu, že v Matlabu byl proveden právě pouze výpočet jednouzlového a dvouuzlového vlastního torzního kmitání).

## 8.2 VYNUCENÉ TORZNÍ KMITÁNÍ

Vynucené torzní kmitání vzniká časovou proměnností točivého momentu, který vyvolává vznik tangenciálních sil zatěžujících jednotlivá zalomení krutem a rotační pohyb klikového hřídele kolem své osy způsobený nerovnoměrností chodu. Vynucené torzní kmitání je doprovázeno rezonancemi, které vznikají, pokud je frekvence sil budících kmitání shodná s vlastní frekvencí hmotnostní soustavy. Tyto rezonance a jim příslušející kritické otáčky mají negativní vliv na klidný a rovnoměrný chod motoru, mohou vznikat únavové lomy. [16]



### 8.2.1 VÝPOČET VYNUCENÉHO TORZNÍHO KMITÁNÍ

Průběh proměnného točivého momentu, který vyvolává vynucené torzní kmitání, lze vyjádřit harmonickou analýzou, při které se točivý moment rozvíjí do Fourierovy řady. Teoreticky se jedná o součet nekonečného počtu točivých momentů, které mají sinusový průběh s různou amplitudou, frekvencí a fázovým posuvem. Tyto průběhy nazýváme harmonické složky budícího momentu. V souvislosti s periodou průběhu točivého momentu zavádíme pojem „řád harmonické složky“. Ten je u čtyřdobých motorů násobkem jedné poloviny počtu period (je to z toho důvodu, že u čtyřdobých motorů je jedna perioda rovna dvěma otáčkám klikového hřídele). [16]

Pro řád harmonické složky u čtyřdobého motoru platí [16]:

$$\kappa = 0,5k, \quad (81)$$

kde  $k$  je počet period.

Dále se také zavádí pojem „hlavní řád harmonické složky“. U čtyřdobých motorů s pravidelnými rozestupy zážehů je takový řád roven polovičnímu počtu válců motoru, tj. v případě řešeného motoru jsou:

$$\kappa_H = 2, 4, 6, \dots, 12,$$

kde  $\kappa_H$  je hlavní řád harmonické složky.

Pomocí řádů harmonických složek můžeme spočítat rezonanční otáčky. K těm dochází, pokud frekvence  $\kappa\omega_k$  řádu harmonické složky  $\kappa$  je shodná s frekvencí  $\Omega$  vlastních torzních kmitů klikového mechanismu. [16]

Pro rezonanční otáčky platí vztah [16]:

$$n_{rez} = \frac{f_n}{\kappa}. \quad (82)$$

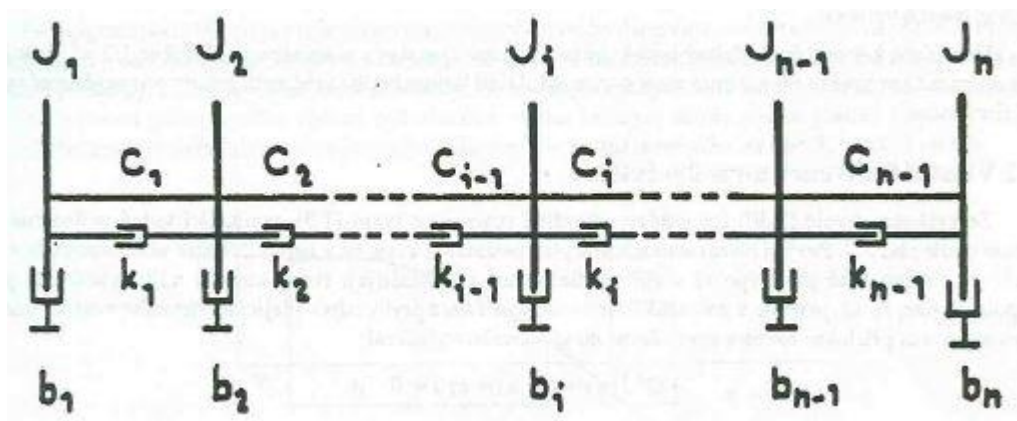
Rezananční otáčky byly vypočítány pomocí Matlabu. V Tab. 4 jsou červeně vyznačeny hlavní řády harmonických složek a rezonanční otáčky nacházející se v pracovní oblasti motoru (max. otáčky motoru jsou  $5500 \text{ min}^{-1}$ ). Tučně červeně jsou vyznačeny eventuálně nebezpečné otáčky příslušející hlavním řádům harmonických složek - 6, 8, 10 a 12 pro jednouzlové kmitání a 10, 12 pro dvouuzlové kmitání. Vzhledem k tomu, že nebezpečnost otáček klesá se zvyšujícím se řádem, lze předpokládat, že nejnebezpečnější bude 6. hlavní řád harmonické složky pro jednouzlové kmitání.

Tab. 4 Rezonanční otáčky pro první a druhou vlastní frekvenci kmitání klikového hřídele

Řád harmonické složky	Rezonanční otáčky prvního vlastního kmitání	Rezonanční otáčky druhého vlastního kmitání
$\kappa$ [-]	$n_{\text{rez}_1}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$n_{\text{rez}_2}$ [ $\text{min}^{-1}$ ]
0,5	50994,71981	93146,73436
1	25497,35991	46573,36718
1,5	16998,23994	31048,91145
<b>2</b>	12748,67995	23286,68359
2,5	10198,94396	18629,34687
3	8499,119968	15524,45573
3,5	7284,959973	13306,67634
<b>4</b>	6374,339976	11643,3418
4,5	5666,079979	10349,63715
5	<b>5099,471981</b>	9314,673436
5,5	<b>4635,883619</b>	8467,884942
<b>6</b>	<b>4249,559984</b>	7762,227864
6,5	<b>3922,670755</b>	7165,133413
7	<b>3642,479986</b>	6653,338169
7,5	<b>3399,647987</b>	6209,782291
<b>8</b>	<b>3187,169988</b>	5821,670898
8,5	<b>2999,689401</b>	<b>5479,219668</b>
9	<b>2833,039989</b>	<b>5174,818576</b>
9,5	<b>2683,932622</b>	<b>4902,459703</b>
<b>10</b>	<b>2549,735991</b>	<b>4657,336718</b>
10,5	<b>2428,319991</b>	<b>4435,558779</b>
11	<b>2317,94181</b>	<b>4233,942471</b>
11,5	<b>2217,161731</b>	<b>4049,858016</b>
<b>12</b>	<b>2124,779992</b>	<b>3881,113932</b>

Výpočet vynuceného torzního kmitání byl proveden vedoucím práce. Vstupními údaji jsou mimo jiné vrtání, poloměr klikového hřídele, délka ojnice, hmotnost posuvných částí klikového mechanismu, rozestupy zážehů mezi jednotlivými válci, momenty setrvačnosti hmotných kotoučů náhradní soustavy klikového mechanismu a torzní tuhosti jednotlivých redukových úseků hřídele.

Výpočtový program vychází z nevětveného torzního systému na Obr. 41. [19]



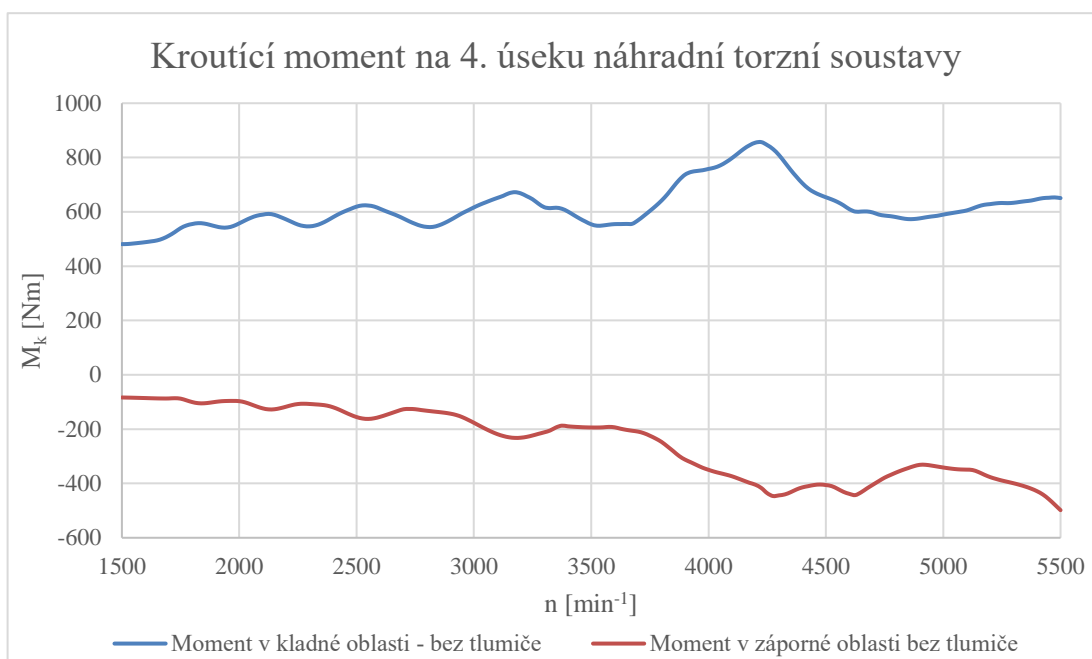
Obr. 41 Nevětvený torzní systém pro výpočet vynuceného torzního kmitání [19]

Výpočet je proveden za pomoci tridiagonální komplexní matice tuhosti. Soustavu rovnic v komplexní proměnné je pak možno psát ve tvaru [19]:

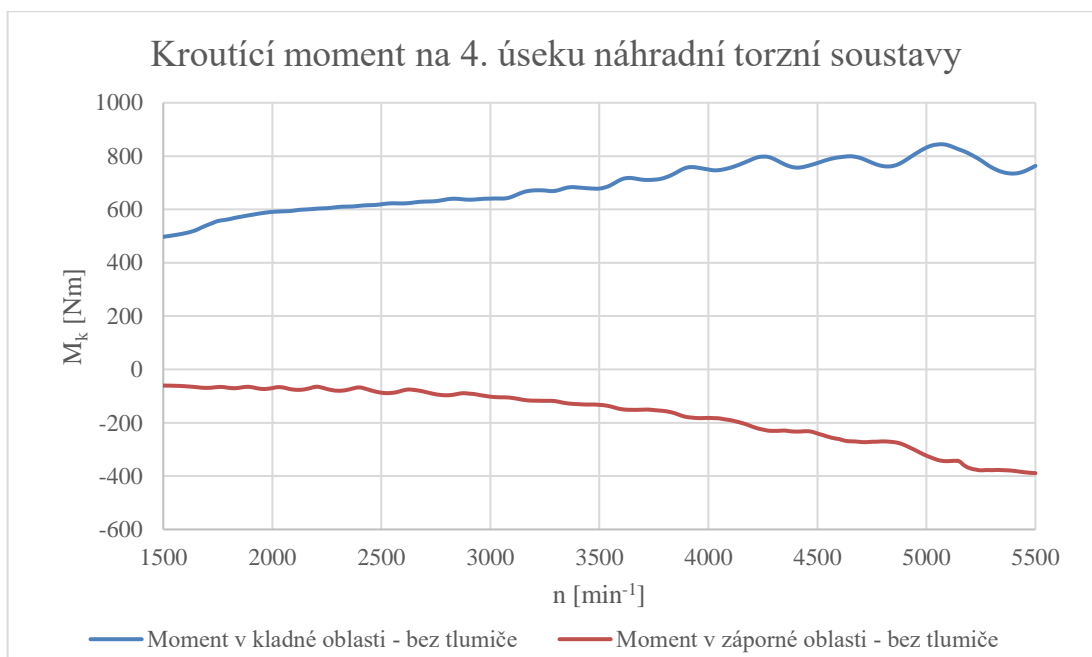
$$\begin{bmatrix} d_1 & e_1 & 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ f_2 & d_2 & e_2 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & f_i & d_i & e_i & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & e_{n-1} \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 & f_n & d_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{\Phi_1} \\ \overline{\Phi_2} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \overline{\Phi_i} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \overline{\Phi_n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{M_{\kappa 1}} \\ \overline{M_{\kappa 2}} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \overline{M_{\kappa i}} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \overline{M_{\kappa n}} \end{bmatrix}, \quad (83)$$

kde  $d_i$ ,  $e_i$  a  $f_i$  jsou prvky vyjadřující komplexní tuhost.

Výstupem programu jsou maximální a minimální hodnoty točivých momentů a amplitud výchylek na jednotlivých úsecích náhradní soustavy klikového mechanismu v závislosti na otáčkách motoru, které byly uvažovány s krokem  $25 \text{ min}^{-1}$ . Maximální hodnoty točivých momentů s uvažováním torzních kmitů v kladné a záporné oblasti působí na 4. úseku náhradní torzní soustavy. Tyto hodnoty jsou vykresleny v závislosti na otáčkách motoru na Obr. 42 – varianta všech pracujících válců, resp. na Obr. 43 – varianta vypnutého 2. a 3. válce. Torzní výchylky byly vypočteny pouze na volném konci klikového hřídele (z důvodu, že zde bývá největší amplituda torzních kmitů) a jsou rovněž vykresleny v závislosti na otáčkách motoru na Obr. 44 – varianta všech pracujících válců, resp. na Obr. 45 – varianta vypnutého 2. a 3. válce.



Obr. 42 Kroutící moment na náhonovém konci klikového hřídele – varianta všech pracujících válců



Obr. 43 Kroutící moment na třetím zalomení klikového hřídele – varianta vypnutého 2. a 3. válce

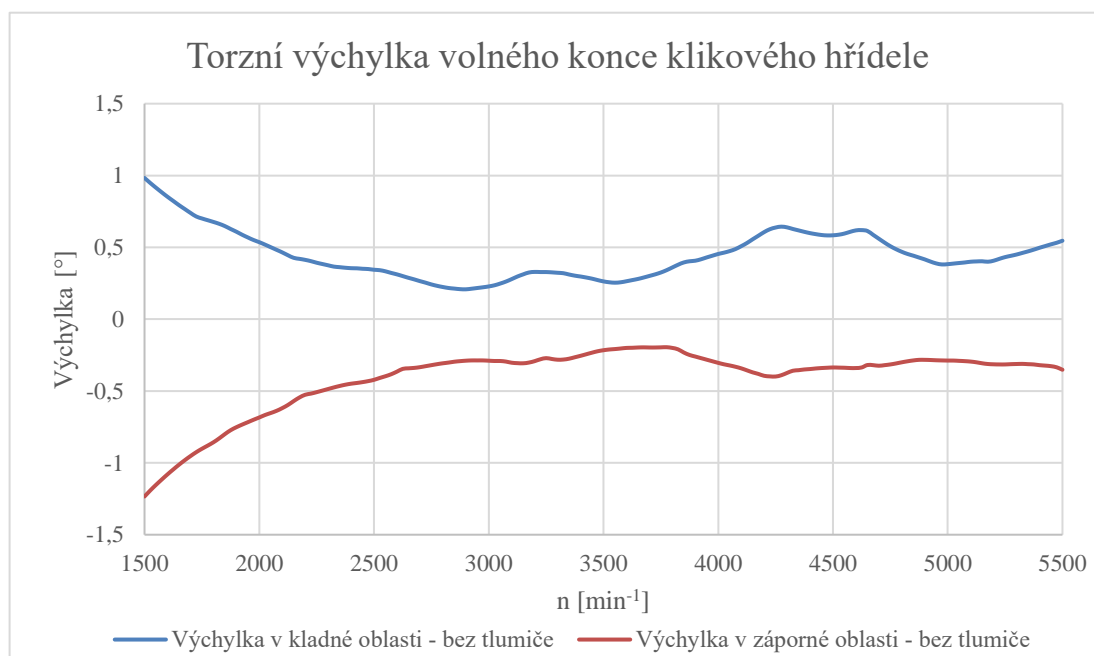
Z grafu na Obr. 42 budou pro další řešení použity hodnoty maximálního kroutícího momentu s uvažováním torzních kmitů v kladné a záporné oblasti uvedené v Tab. 5. Totéž platí pro graf na Obr. 43, z něhož jsou hodnoty uvedené v Tab. 6. Z grafu na Obr. 42 lze vidět eventuálně nebezpečné otáčky okolo  $4249 \text{ min}^{-1}$  příslušející 6. hlavnímu řádu harmonických složek.

Tab. 5 Maximální krouticí momenty s uvážením torzních kmitů pro graf na Obr. 42

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální krouticí moment v kladné oblasti	$M_{kmax\_4V^+}$	856.797	[Nm]
Maximální krouticí moment v záporné oblasti	$M_{kmin\_4V^-}$	-498.459	[Nm]

Tab. 6 Maximální krouticí momenty s uvážením torzních kmitů pro graf na Obr. 43

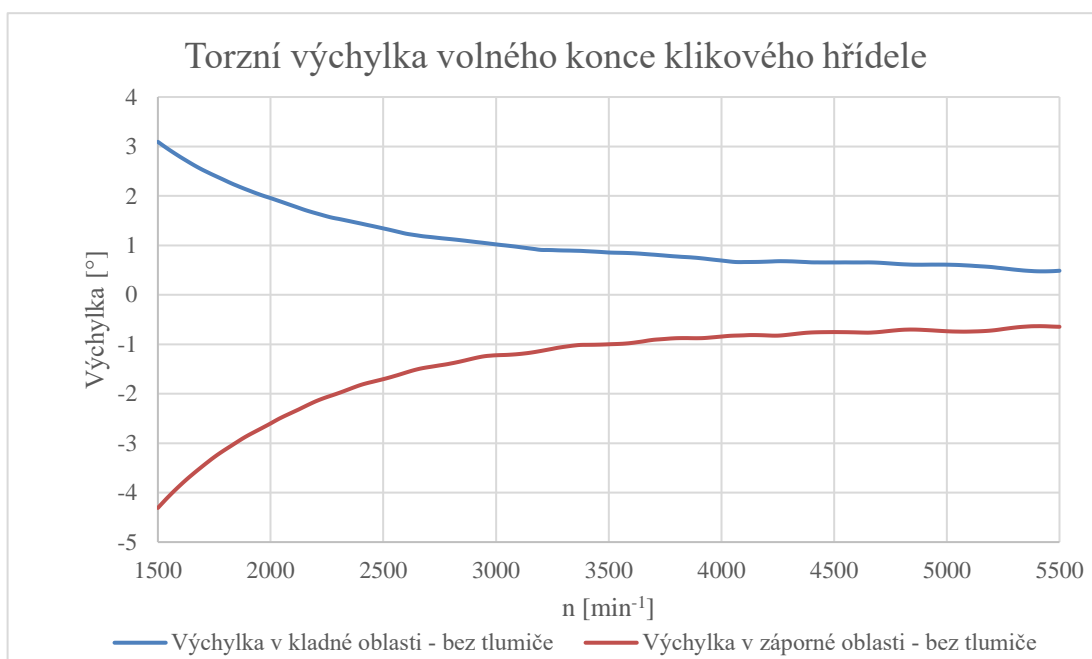
Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální krouticí moment v kladné oblasti	$M_{kmax\_2V^+}$	844.348	[Nm]
Maximální krouticí moment v záporné oblasti	$M_{kmin\_2V^-}$	-388,93	[Nm]



Obr. 44 Torzní výchylka volného konce klikového hřídele – varianta všech pracujících válců

Z grafu na Obr. 44 lze vidět, že celý maximální kmit torzní výchylky je cca  $2,2^\circ$  a z grafu na Obr. 45 lze vidět, že celý maximální kmit torzní výchylky je cca  $7,4^\circ$ . Je to z důvodu nerovnoměrnosti chodu motoru.

Na tlumení vibrací a hluku vzniklých torzními kmity využívají vozy Audi vybavené technologií CoD technologie ANC – active noise control (aktivní systém pro potlačování hluku), a ACM – active control engine mount (systém aktivních lůžek motoru). [23]



Obr. 45 Torzní výchylka volného konce klikového hřídele - varianta vypnutého 2. a 3. válce

#### ANC – ACTIVE NOISE CONTROL

Tento systém pracuje na principu destruktivní interference. Pokud se překrývají dvě zvukové vlny o stejné frekvenci, jejich amplitudy mohou být uspořádány tak, že se vzájemně vyruší. Amplitudy musí mít stejnou velikost a fázový rozdíl musí být  $180^\circ$ . Vozy Audi využívají 4 malé mikrofony umístěné na stropu kabiny. Každý mikrofon zaznamenává kompletní spektrum hluku v jeho bezprostředním okolí. Ze signálů od jednotlivých mikrofónů vypočítává řídicí jednotka diferencovaný prostorový zvukový obraz, a do míst, kde mikrofony zaznamenají rušivý hluk, je vyslán přesně přizpůsobený zvuk, který potlačuje rušivý hluk. [23]

#### ACM – ACTIVE CONTROL ENGINE MOUNT

Tento systém slouží k tlumení vibrací motoru fázově přesazenými vibracemi. Hlavní součástí systému je elektromagnetický aktuátor. Pružná membrána přenáší rychlé zdvihy aktuátoru do hydraulické kapaliny v lůžku, které také absorbuje vibrace motoru. Vibrace v kapalině mají opačnou fázi než vibrace motoru, tím se oboje vibrace překrývají a navzájem ruší. Pomocí signálů od snímače otáček motoru vypočítává řídicí jednotka přesnou hodnotu fáze a frekvence signálu aktuátoru. Pomocí signálů od dvou snímačů zrychlení, které jsou upevněny na dvou aktivních lůžkách, vypočítává řídicí jednotka amplitudu potřebnou k vyrušení vibrací. [23]

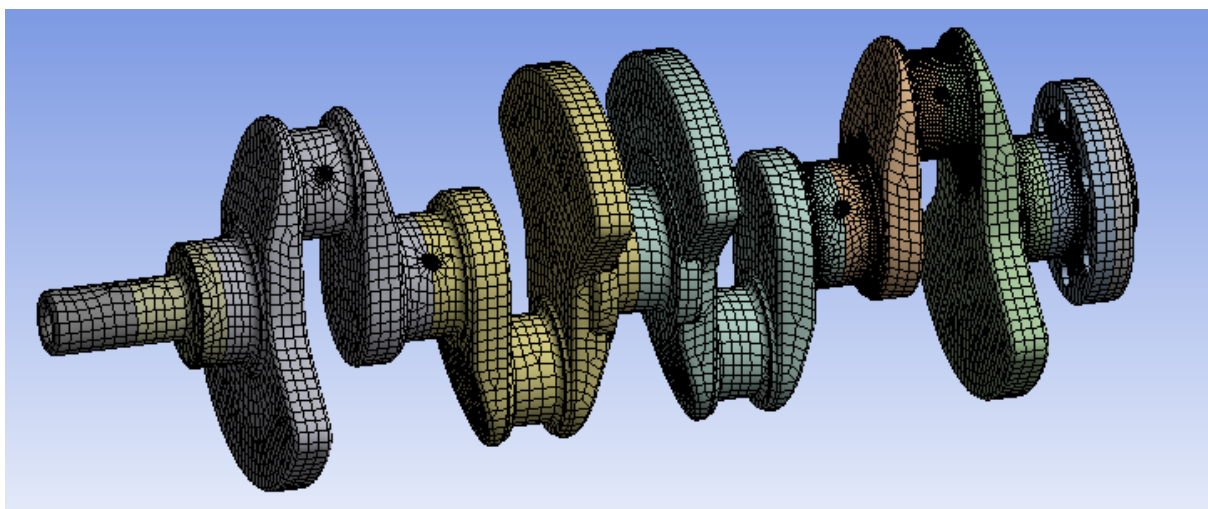
## 9 PEVNOSTNÍ KONTROLA KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pro výpočet pevnostní kontroly byla použita metoda LSA (Local Stress Analysis), využívající skutečné napětí stanovené pomocí MKP. Pro vytvoření MKP modelu a použití metody LSA byl použit software Ansys.

### 9.1 TVORBA SÍTĚ

Vytvořený 3D CAD model byl v Creu rozřezán v místech, kde budou později zadané okrajové podmínky. Rozřezaný model byl spojen do sestavy a uložen ve formátu \*.stp. Tento formát byl nainportován do programu Ansys Workbench, ve kterém byla vytvořena prostorová síť.

Na tvorbu sítě byla použita metoda Hex Dominant. Celý model byl vysítován prvky o velikosti 4,5 mm. Přejechy z 4. HČ, 5. HČ a 4. OČ do ramen klikového hřídele a příruby setrvačníku byli zjemněny prvky o velikosti 1,2 mm, 4. HČ a 5. HČ byl zjemněn prvky o velikosti 3 mm, 4. OČ byl zjemněn prvky o velikosti 1,2 mm. Je to z toho důvodu, že zátěžné stavy budou umístěny na 4. OČ a na přírubu setrvačníku, a předpokládá se, že na posledním zalomení se budou dále zkoumat kritická místa. Mazací kanálky byly také zjemněny prvky o velikosti 1,2 mm. Vytvořená síť se skládala z 400 761 uzlů a 128 499 elementů a je na Obr. 46.



Obr. 46 Prostorová síť

### 9.2 METODA LSA

Poté, co byla vytvořena prostorová síť, byl model uložen ve formátu \*.inp, a importován do programu Ansys Mechanical APDL. Zde bylo nutné upravit MKP model. První úpravou bylo vytvoření tzv. „ježků“. Jsou to tuhé pruty tvořené prvky MPC184, které spojují středový uzel každého HČ, 4. OČ, příruby setrvačníku a místa umístění řemenice s jejich povrchovými uzly. Další úpravou bylo nahrazení pružné mazací vrstvy hlavních ložisek dvěma prvky Spring-damper14. Tyto prvky vzniknou spojením středového uzlu každého HČ a dvou uzlů vytvořených ve stejné rovině, v jaké leží středový uzel. Těmto dvěma uzlům je navíc zamezen

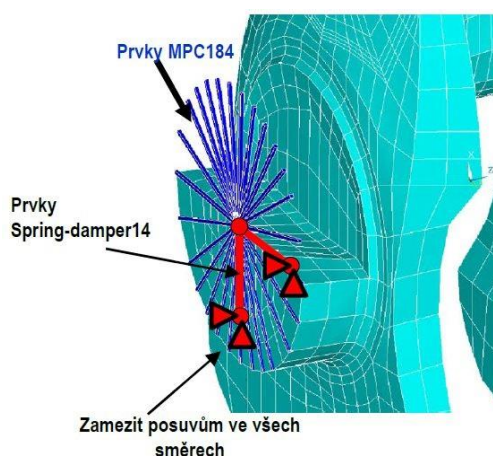


posuv ve všech směrech. Vzniklé prvky Spring-damper14 musí být na sebe kolmé. Prvkům Spring-damper14 je nutné definovat pouze tuhost, která se vypočítá dle vztahu [22]:

$$k_{hc} = \frac{0,5F_{max}}{0,8c_l}, \quad (84)$$

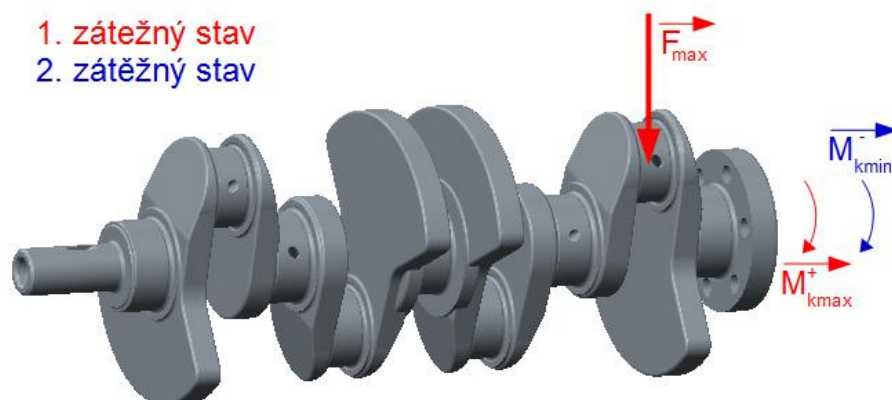
kde  $F_{max}$  je maximální síla od tlaku plynů a  $c_l$  je ložisková vůle (voleno  $c_l = 0,00004 \text{ m}$ ).

Poslední úpravou, resp. okrajovou podmínkou bylo zamezení všem posuvům a natočením středového uzlu ježka v místě umístění řemenice.



Obr. 47 Okrajové podmínky na hlavním čepu klikového hřídele [22], upraveno

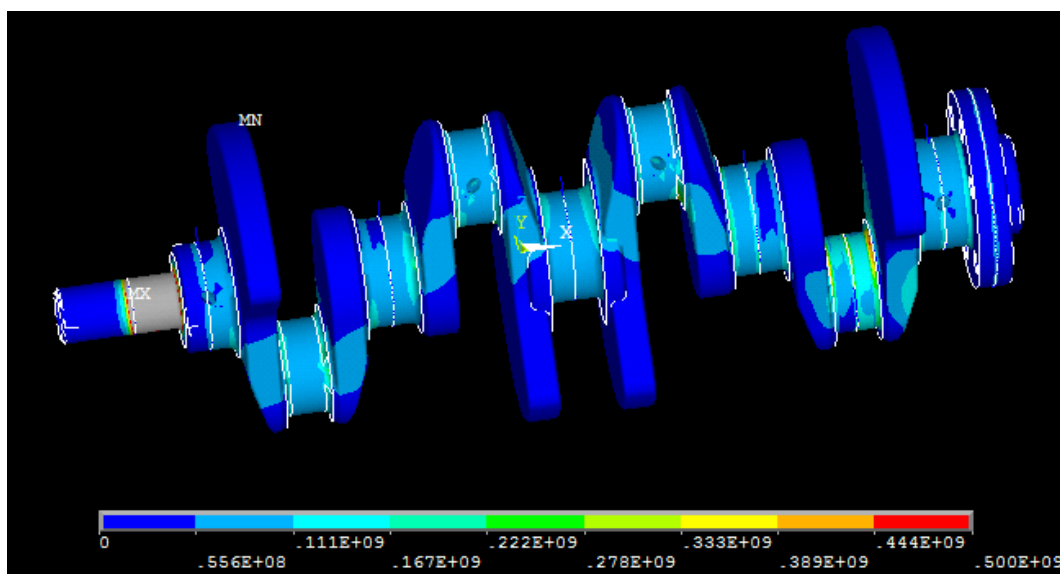
Pro výpočet bezpečnosti metodou LSA se využívá dvou zátěžných stavů. Prvním zátěžným stavem je zatížení ojnicního čepu maximální silou od tlaku plynů ( $F_{max} = 30\,277 \text{ N}$ ) a zatížení příruby setrvačníku maximálním kroutícím momentem v kladné oblasti s uvažováním torzních kmitů (hodnoty v Tab. 5 a Tab. 6). Druhým zátěžným stavem je zatížení příruby setrvačníku maximálním kroutícím momentem v záporné oblasti s uvažováním torzních kmitů (hodnoty v Tab. 5 a Tab. 6). Síla a kroutící momenty byly zadávány na středové uzly ježků ojnicního čepu a příruby setrvačníku. Způsob zatížení klikového hřídele je na Obr. 48.



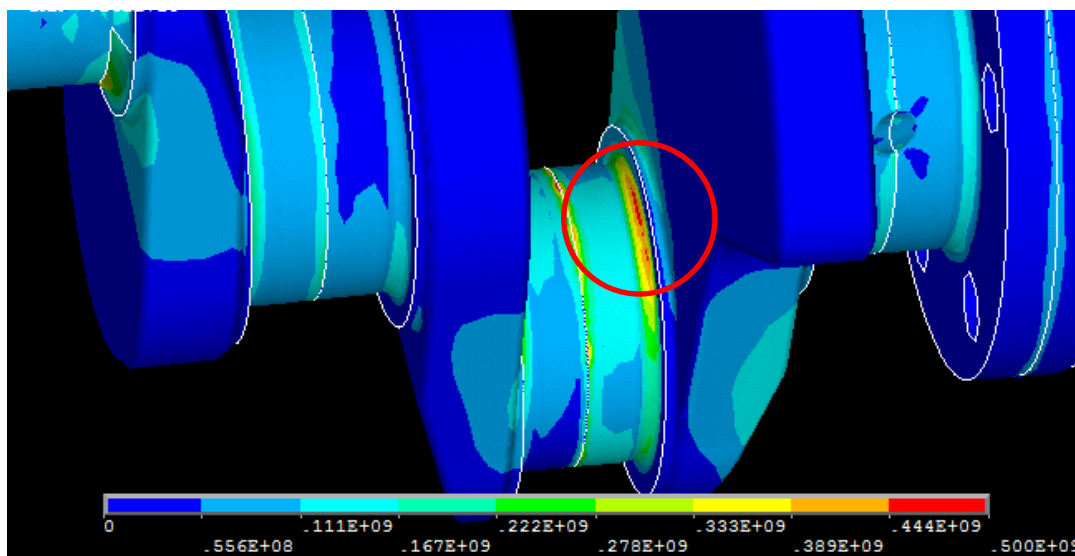
Obr. 48 Zátěžné stavy klikového hřídele



Následně byla provedena statická analýza a vykresleno rozložení redukované napjatosti podle teorie Von Mises, které lze vidět na Obr. 49. Při pohledu na tento obrázek můžeme vidět, že maximální napětí nevzniká na posledním zalomení, nýbrž v místě umístění řemenice. Je to právě z toho důvodu, že je zde zadána okrajová podmínka (zamezení všem posuvům a natočením středového uzlu ježka) a vzniká zde největší koncentrace napětí. Nicméně díky této okrajové podmínce můžeme říci, že pro další postup by bylo naprosto nevhodné použít hodnoty maximálních napětí právě z tohoto místa. Proto je i stupnice upravená tak, aby se svým rozsahem vztahovala k ostatním částem klikového hřídele. Díky této úpravě pak můžeme vidět šedé vykreslení redukované napjatosti v místě umístění řemenice, kde je napětí větší, než je rozsah stupnice.

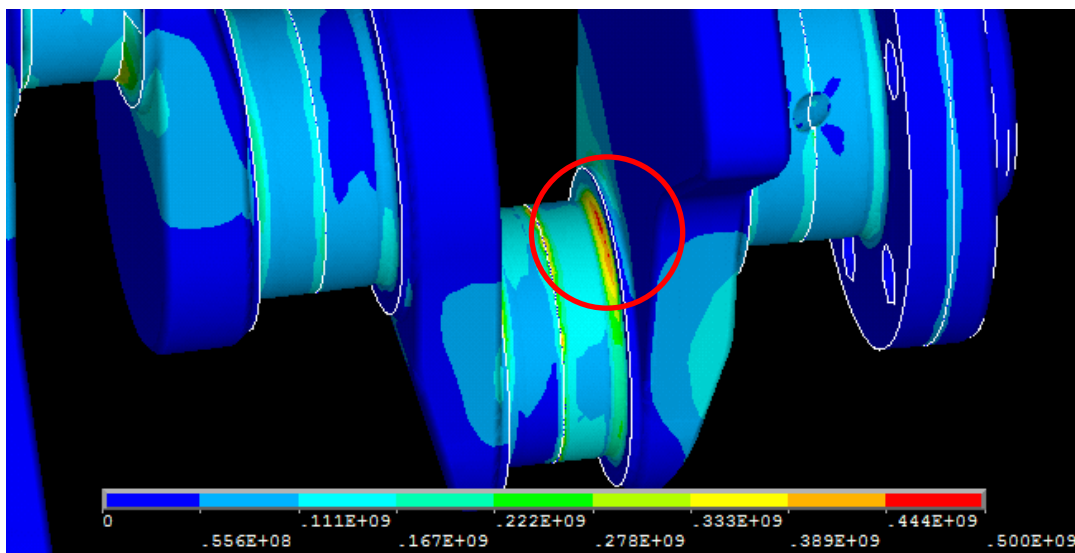


Obr. 49 Rozložení redukované napjatosti na modelu klikového hřídele pro 1. zátěžný stav – varianta všech pracujících válců (stupnice v [MPa])



Obr. 50 Rozložení redukované napjatosti na posledním zalomení pro 1. zátěžný stav – varianta všech pracujících válců (stupnice v [MPa])

Následující obrázky - Obr. 50 a Obr. 51 - zobrazují výsledky prvního zátěžného stavu pro obě varianty, tedy všechny pracující válce a vypnutý 2. a 3. válec, s detailem na poslední zalomení klikového hřídele, na němž bylo vybráno kritické místo (zvýrazněné červenými kolečky) sloužící jako vstup pro výpočet koeficientu bezpečnosti.

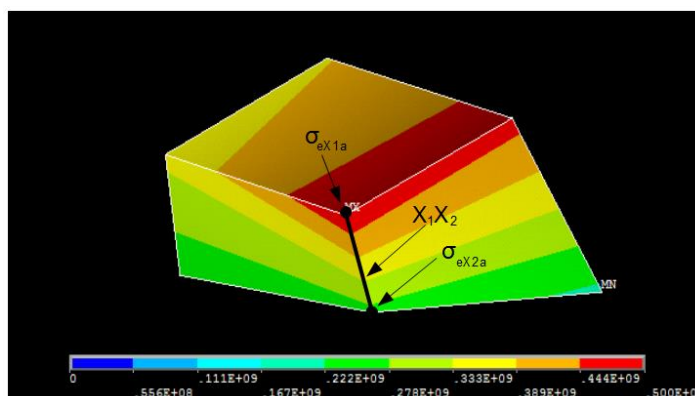


Obr. 51 Rozložení redukované napjatosti na posledním zalomení pro 1. zátěžný stav – varianta vypnutého 2. a 3. válce (stupnice v [MPa])

### 9.3 VÝPOČET KOEFICIENTU BEZPEČNOSTI

Protože postup výpočtu koeficientu bezpečnosti je stejný jak pro variantu všech pracujících válců, tak pro variantu vypnutého 2. a 3. válce, bude předveden pouze na variantě všech pracujících válců.

Pro další postup výpočtu koeficientu bezpečnosti bylo potřeba z kritického místa na posledním zalomení vyselektovat prvek s maximálním napětím v kritickém místě - Obr. 52.



Obr. 52 Vyselektovaný prvek s maximálním napětím v kritickém místě - varianta všech pracujících válců

Z tohoto prvku byly pro další výpočet použity hodnoty maximálního napětí na povrchu a pod povrchem prvku pro 1. zátěžný stav, vzdálenost mezi uzly reprezentujícími tyto hodnoty, a hodnota maximálního napětí na povrchu prvku pro 2. zátěžný stav (s předpokladem stejného uzlu). Hodnoty jsou uvedené v Tab. 7 pro variantu všech pracujících válců a v Tab. 8 pro variantu vypnutého 2. a 3. válce.

Tab. 7 Hodnoty napětí a vzdálenost pro oba zátěžné stavy – varianta všech pracujících válců

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální napětí na povrchu prvku pro 1. zátěžný stav	$\sigma_{eX1a\_4V}$	490,7875	[MPa]
Maximální napětí pod povrchem prvku pro 1. zátěžný stav	$\sigma_{eX2a\_4V}$	260,4794	[MPa]
Maximální napětí na povrchu prvku pro 2. zátěžný stav (stejný uzel jako pro 1. zátěžný stav)	$\sigma_{eXb\_4V}$	132,92	[MPa]
Vzdálenost uzlů s maximálním a minimálním napětím pro 1. zátěžový stav	$ x_1x_2 _{4V}$	0,0004588	[mm]

Tab. 8 Hodnoty napětí a vzdálenost pro oba zátěžné stavy – varianta vypnutého 2. a 3. válce

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Maximální napětí na povrchu prvku pro 1. zátěžný stav	$\sigma_{eX1a\_2V}$	485,0142	[MPa]
Maximální napětí pod povrchem prvku pro 1. zátěžný stav	$\sigma_{eX2a\_2V}$	267,8606	[MPa]
Maximální napětí na povrchu prvku pro 2. zátěžný stav (stejný uzel jako pro 1. zátěžný stav)	$\sigma_{eXb\_2V}$	129,4900	[MPa]
Vzdálenost uzlů s maximálním a minimálním napětím pro 1. zátěžový stav	$ x_1x_2 _{2V}$	0,0004016	[mm]

Z těchto hodnot se vypočte poměrný gradient dle vztahu [22]:

$$\chi_R \cong \frac{1}{\sigma_{eX1a\_4V}} \left( \frac{\sigma_{eX1a\_4V} - \sigma_{eX2a\_4V}}{|x_1x_2|_{4V}} \right). \quad (85)$$

Následuje výpočet korekčního součinitele dle vztahu [22]:

$$f_G = 1 + \frac{\frac{\sigma_{cOHYB}}{\sigma_{cTAH/TLAK}} - 1}{\frac{2}{d_{vzorek}}} \chi_R, \quad (86)$$

kde  $d_{vzorek}$  je průměr zkušební vzorku. Ten byl zvolen na hodnotu 7,5 mm dle [22] a je stejný pro obě varianty – všechny pracující válce a vypnutý 2. a 3. válec.

Dále poměr  $\beta/\alpha$  [22]:

$$\frac{\beta}{\alpha} = 1 + \sqrt{\chi_R} 10^{-\left(0,35 + \frac{Re}{810}\right)}. \quad (87)$$

Pro hodnoty amplitudy ekvivalentního napětí a středního ekvivalentního napětí platí vztah [22]:

$$\sigma_{ea} = \frac{\sigma_{eX1a\_4V} - \sigma_{eXb\_4V}}{2}, \quad (88)$$

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{eX1a\_4V} + \sigma_{eXb\_4V}}{2}. \quad (89)$$

Pro výpočet koeficientu bezpečnosti zbývá určit vliv velikosti součásti [22]:

$$\eta_{\sigma} = 1,189 D_{oc}^{-0,097}. \quad (90)$$

Pro koeficient bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození platí vztah [22]:

$$k_{sf} = \frac{1}{\frac{\beta}{\alpha} \frac{\sigma_{ea}}{\sigma_{cOHYB}} \eta_{\sigma} v_{\sigma} f_G + \frac{\sigma_{em}}{R_m}}, \quad (91)$$

kde  $v_{\sigma}$  je vliv pravděpodobnosti přežití. Ten byl zvolen na hodnotu 0,753 dle [22] a je stejný pro obě varianty – všechny pracující válce a vypnutý 2. a 3. válec.

Pro koeficient bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození v případě povrchově zakalených rádiusů platí vztah [22]:

$$k_{sf\_kaleno} \cong 1,3 k_{sf}. \quad (92)$$

Tab. 9 Výsledné hodnoty koeficientu bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození pro variantu všech pracujících válců a vypnutého 2. a 3. válce – materiál ČSN 15 230.7

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Základní koeficient bezpečnosti	$k_{sf\_4V}$	1,3396	[-]
Koeficient bezpečnosti po kalení	$k_{sf\_kaleno\_4V}$	1,7415	[-]
Základní koeficient bezpečnosti	$k_{sf\_2V}$	1,3726	[-]
Koeficient bezpečnosti po kalení	$k_{sf\_kaleno\_2V}$	1,7843	[-]

Z Tab. 9 je zřejmé, že výsledný koeficient bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození s předpokladem zakalených rádiusů dosahuje hodnot 1,7415 pro variantu všech pracujících válců a 1,7843 pro variantu vypnutého 2. a 3. válce. Pokud vezmeme v úvahu dostatečnou přesnost vstupních hodnot potřebných pro výpočet torzních kmitů klikového hřídele a následné použití přístupů prezentovaných při výuce pro výpočet koeficientu bezpečnosti, lze tyto hodnoty považovat za plně vyhovující.

Pokud by byl požadován větší koeficient bezpečnosti, naskýtá se možnost použití jiného materiálu s vyšší mezí pevnosti – např. ČSN 15 142, jehož základní mechanické vlastnosti jsou v Tab. 10.

Tab. 10 Základní mechanické vlastnosti ocele ČSN 15 142 [22]

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Mez pevnosti	$R_m$	1283	[MPa]
Mez kluzu	$R_e$	900	[MPa]
Mez únavy v tahu/tlaku	$\sigma_{ctah\_tlak}$	495	[MPa]
Mez únavy v ohybu	$\sigma_{cohyb}$	525	[MPa]

Tab. 11 Výsledné hodnoty koeficientu bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození pro variantu všech pracujících válců a vypnutého 2. a 3. válce – materiál ČSN 15 142.

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Základní koeficient bezpečnosti	$k_{sf\_4V}$	1,4236	[-]
Koeficient bezpečnosti po kalení	$k_{sf\_kaleno\_4V}$	1,8507	[-]
Základní koeficient bezpečnosti	$k_{sf\_2V}$	1,4516	[-]
Koeficient bezpečnosti po kalení	$k_{sf\_kaleno\_2V}$	1,8871	[-]

Po použití materiálu lze v Tab. 11 vidět zvýšení koeficientu bezpečnosti na hodnotu 1,8507 pro variantu všech pracujících válců a 1,8871 pro variantu vypnutého 2. a 3. válce. Zvýšení koeficientu bezpečnosti je mírné. U tohoto typu klikového hřídele lze předpokládat, že se bude vyrábět velkosériově, a velkou roli bude hrát cena materiálu v porovnání s požadovanou kvalitou klikového hřídele.

## ZÁVĚR

Jak již bylo řečeno, cílem diplomové práce bylo navrhnout konfiguraci a provést pevnostní kontrolu klikového hřídele s uvažáním torzních kmitů v provozních režimech se všemi válci a při deaktivaci dvou válců. Předlohou pro tvorbu modelu klikového hřídele byla výkresová dokumentace klikového mechanismu tříválcového automobilu Škoda Fabia 1,2 HTP, ze které byly převzaty základní rozměry klikového mechanismu (vrtání, zdvih, poloměr klikového hřídele, délka ojnice, rozteč válců, atd.).

V práci byla nejprve vyšetřena kinematika a dynamika klikového mechanismu. Následně bylo teoreticky zhodnoceno vyvážení setrvačných sil a momentů setrvačných sil rotujících či posuvných částí. Před tvorbou 3D CAD modelu bylo navrženo momentové vyvážení momentů setrvačných sil rotujících částí, které zlepšuje průběh vnitřních ohybových momentů. Nevyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu byla ponechána. Pro vytvořený 3D CAD model klikového hřídele byl navržen nový způsob mazání a nálitek na axiální ložisko. Model klikového hřídele byl poté převeden do náhradní soustavy, která sloužila pro výpočet vlastního a vynuceného torzního kmitání. Z výsledků vynuceného torzního kmitání byly pro další řešení použity maximální hodnoty točivých momentů s uvažáním torzních kmitů v kladné a záporné oblasti. Následovala tvorba prostorové sítě, úprava vysítovaného modelu a analýza místní napjatosti. Na základě výsledků této analýzy a na základě materiálových vlastností klikového hřídele byly určeny koeficienty bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození i s předpokladem zakalených rádiusů.

Jelikož při provozu motoru na všechny čtyři válce je celý maximální kmit torzní výchylky cca  $2,2^\circ$  a výchylky nejsou tak velké, rozhodl jsem se řešený čtyřválec ponechat bez tlumiče torzních kmitů. Při provozu motoru na dva válce je celý maximální kmit torzní výchylky cca  $7,4^\circ$ . Jak už bylo zmíněno, je to z důvodu nerovnoměrnosti chodu motoru. Do výpočtu torzních kmitů byl zahrnut jeden indikátorový diagram v celém rozsahu otáček. Lze tedy předpokládat, že hodnoty torzních výchylek jsou vyšší než při reálném provozu motoru, např. při volnoběhu nebo částečném zatížení motoru (v těchto stavech bude provozován motor právě pouze na dva válce). Další snížení torzních výchylek lze předpokládat při napojení spojky, převodovky, atd. na motor. V práci byly také uvedeny aplikace na snížení vibrací a hluku motoru využívané automobilkou Audi.

Na základě vypočtených hodnot koeficientů bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození jak pro variantu všech pracujících válců, tak vypnutého 2. a 3. válce, můžeme říci, že navržený klikový hřídel je vzhledem k těmto hodnotám vhodný pro bezpečný provoz motoru.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory: Studijní opory*. Brno, 2005. Vysoké učení technické v Brně: Fakulta strojního inženýrství.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 7. vydání. Brno: Nakladatelství Avid, spol. s r.o., Brno, 2012. ISBN 978-80-87143-21-6.
- [3] Variable displacement. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2016 [cit. 2016-10-24]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Variable\\_displacement](https://en.wikipedia.org/wiki/Variable_displacement).
- [4] Technika: Vypínání válců včera a dnes. *Auto.cz* [online]. 2012 [cit. 2016-10-24]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/technika-vypinani-valcu-vcera-dnes-64657>.
- [5] Cylinder On Demand – Vypínání válců | Automobil Revue. *Nejrozsáhlejší motoristický portál | Automobil Revue* [online]. 2012 [cit. 2016-10-24]. Dostupné z: [https://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/technika/cylinder-on-demand-vypinani-valcu\\_41180.html](https://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/technika/cylinder-on-demand-vypinani-valcu_41180.html).
- [6] Audi A1 Sportback 1,4 TFSI (103 kW): Jízda na dva válce. *Auto.cz* [online]. 2012 [cit. 2016-10-24]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/audi-a1-sportback-jizdni-dojmy-64510>.
- [7] Audi A1 Sportback 1.4 TFSI COD. *Autocar / Car News and Car Reviews* [online]. 2012 [cit. 2016-10-24]. Dostupné z: <http://www.autocar.co.uk/car-review/audi/a1/first-drives/audi-a1-sportback-1.4-tfsi-cod>.
- [8] STONE, Richard. *Introduction to internal combustion engines*. 3rd ed. Basingstoke: Palgrave, 1999. ISBN 03-337-4013-0.
- [9] PÍŠTĚK, Václav, DRÁPAL Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Hnací ústrojí: Kinematika centrického klikového mechanismu*. Brno, 2012, 19 s. [cit. 2016-10-24].
- [10] PÍŠTĚK, Václav, DRÁPAL Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Hnací ústrojí: Síly a momenty v klikovém mechanismu*. Brno, 2012, 25 s. [cit. 2016-10-24].
- [11] PÍŠTĚK, Václav, DRÁPAL Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Hnací ústrojí: Zatížení částí klikového mechanismu*. Brno, 2012, 13 s. [cit. 2016-10-24].
- [12] PÍŠTĚK, Václav, DRÁPAL Lubomír. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Hnací ústrojí: Vyvažování řadových motorů – čtyřválec*. Brno, 2012, 35 s. [cit. 2016-10-29].
- [13] RICHTER, Antonín. *Konstrukce spalovacích motorů: I. díl - Klikový mechanismus*. 1. vyd. Státní nakladatelství technické literatury: Praha, 1961, 402 s.
- [14] VOPARIL, J. *Tvarová optimalizace klikového hřídele leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 85 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, PhD.
- [15] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-736-1011-6.



- [16] KOVAŘÍK, L., V. FERENCEY, R. SKALSKÝ a L. ČÁSTEK. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Naše vojsko, 1992. ISBN 80-206-0131-7.
- [17] COMP. BY E.J. NESTORIDES. *A Handbook on Torsional Vibration*. Paperback ed. Cambridge: Cambridge Univ Pr, 1958. ISBN 978-052-1043-267.
- [18] KOLEKTIV VÚNM A ČKD,. *Naftové motory čtyřdobé 1.díl. 2. vyd.* Praha: SNTL, 1962, 541 s.
- [19] PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. *Pevnost a životnost*. Brno: Vysoké učení technické, 1993. ISBN 80-214-0474-4.
- [20] DRÁPAL, L. *Hnací ústrojí šestiválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [21] NOVOTNÝ, Pavel. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Klikový mechanismus*. Brno, 58 s. [cit. 2017-02-18].
- [22] NOVOTNÝ, Pavel. FSI VUT, ÚADI. *(Přednáška) Aplikované metody řešení únavového poškození – část 1*. Brno, 57 s. [cit. 2017-02-21].
- [23] 4.0 TFSI engine with cylinder on demand - Audi Technology Portal. *Audi Technology Portal* [online]. 2011 [cit. 2017-03-23]. Dostupné z: <https://www.audi-technology-portal.de/en/drivetrain/fsi-tsi-engines/4.0-tfsi-engine-with-cylinder-on-demand>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[m]	Vzdálenost mezi působišťem síly a vztažným bodem
$\mathbf{a}$	[-]	Vektor amplitud
$A$	[mm]	Rozteč válců
$\mathbf{A}$	[-]	Čtvercová matice
$a_j$	[-]	Poměrné amplitudy
$a_n^{oc}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Normálové zrychlení ojnicního čepu
$a_p$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení pístu
$a_{p,I}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	I. harmonická složka zrychlení pístu
$a_{p,II}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	II. harmonická složka zrychlení pístu
$a_t^{oc}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Tečné zrychlení ojnicního čepu
$B_r$	[m]	Efektivní šířka ramene
$c$	[Nm.rad <sup>-1</sup> ]	Torzní tuhosti jednotlivých redukováných úseků hřídele
$\mathbf{C}$	[-]	Symetrická čtvercová matice tuhostí
$c_l$	[m]	Ložisková vůle
$d_{hc}$	[mm]	Vnitřní průměr hlavního čepu
$d_{oc}$	[mm]	Vnitřní průměr ojnicního čepu
$d_{v\_KH}$	[m]	Průměr díry v předním konci klikového hřídele
$d_{vzorek}$	[mm]	Průměr zkušebního vzorku
$D$	[mm]	Vrtání
$D_{hc}$	[mm]	Vnější průměr hlavního čepu
$D_{khred}$	[m]	Průměr náhradního redukováného hřídele
$D_{oc}$	[mm]	Vnější průměr ojnicního čepu
$D_{rozt\_setr}$	[m]	Průměr roztečné kružnice děr na přírubě setrvačníku
$D_{v\_KH}$	[m]	Vnější průměr předního konce klikového hřídele
$f_G$	[-]	Korekční součinitel
$f_n$	[s <sup>-1</sup> ]	N-tá frekvence vlastního torzního kmitání
$F_{max}$	[N]	Maximální síla od tlaku plynů
$F_o$	[N]	Výsledná síla působící v ojnici
$F_{oc}$	[N]	Výsledná síla zatěžující ojnicní čep
$F_p$	[N]	Výsledná síla zatěžující píst
$F_r$	[N]	Radiální složka výsledné síly působící v ojnici
$F_{rc}$	[N]	Výsledná radiální síla zatěžující ojnicní čep

$F_{ro}$	[N]	Setrvačná síla rotujících částí ojnice
$F_{spcI}^i$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí I. řádu <i>i-tého</i> zalomení
$F_{spcII}^i$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí II. řádu <i>i-tého</i> zalomení
$F_{src}^i$	[N]	Setrvačná síla rotujících částí <i>i-tého</i> zalomení
$F_t$	[N]	Tečná složka výsledné síly působící v ojnici Celková vyvažovací síla (vyvážení setrvačných sil posuvných částí II. řádu dvěma protiběžnými hřídeli)
$F_{vII}$	[N]	
$F_{vsrc}^i$	[N]	Vyvažovací síla rotujících částí <i>i-tého</i> zalomení
$G$	[Pa]	Modul pružnosti materiálu hřídele ve smyku
$H$	[m]	Výškové přesazení protiběžných vyvažovacích hřídelí
$I$	[-]	Jednotková matice
$J_{kh}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Celkový moment setrvačnosti klikového hřídele
$J_M$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti příslušející jednomu válci
$J_{Mrem}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti na straně řemenice
$J_{Msetr}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti na straně setrvačníku
$J_{n\_KH}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti náhonového konce klikového hřídele
$J_{or}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti rotujících částí ojnice
$J_p$	[mm <sup>4</sup> ]	Polární moment setrvačnosti průřezu hřídele
$J_{pos}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Redukovaný moment setrvačnosti posuvných částí
$J_{rem\_agr}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti řemenice spolu s připojenými agregáty
$J_{rot}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti rotujících částí
$J_{setr}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti setrvačníku se spojkou
$J_{v\_KH}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti volného konce klikového hřídele
$J_{zal\_vyv}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti zalomení s vývažkem vztažený k ose otáčení klikového hřídele
$k$	[-]	Počet period
$k_{hc}$	[N.m <sup>-1</sup> ]	Tuhost prvku Spring-damper14
$k_{sf}$	[-]	Koeficient bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození
$k_{sf\_kaleno}$	[-]	Koeficient bezpečnosti klikového hřídele vůči únavovému poškození v případě povrchově zakalených rádiusů
$K$	[-]	Symetrická čtvercová matice tlumení
$l_{er}$	[m]	Efektivní délka ramene
$l_{hc}$	[mm]	Délka hlavního čepu
$l_{hc\_v\_KH}$	[m]	Zbytková délka 1. HČ

$l_{kh}$	[mm]	Celková délka klikového hřídele
$l_o$	[mm]	Délka ojnice
$l_{oc}$	[mm]	Délka ojnicního čepu
$l_{pri\_setr}$	[m]	Délka příruby setrvačnicku
$l_r$	[mm]	Délka ramene
$l_{red}$	[m]	Redukovaná délka příslušného úseku hřídele
$l_{red\_rem}$	[m]	Redukovaná délka na straně řemenice
$l_{red\_setr}$	[m]	Redukovaná délka na straně setrvačnicku
$l_{red\_v\_KH}$	[m]	Redukovaná délka volného konce klikového hřídele
$l_{red\_zal}$	[m]	Redukovaná délka jednoho zalomení
$l_{v\_KH}$	[m]	Délka volného konce klikového hřídele
$l_{vyv}$	[m]	Vzdálenost mezi vývažky klikového hřídele
$m_{kh}$	[kg]	Celková hmotnost klikového hřídele
$m_{op}$	[kg]	Hmotnost posuvných částí ojnice
$m_{or}$	[kg]	Hmotnost rotujících částí ojnice
$m_{pos}$	[kg]	Hmotnost posuvných částí
$m_{ps}$	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
$m_{rot}$	[kg]	Hmotnost rotujících částí
$m_v$	[kg]	Hmotnost vývažku na jednom vyvažovacím hřídeli
$m_{vyv}$	[kg]	Hmotnost vývažku klikového hřídele
$m_{zal}$	[kg]	Hmotnost zalomení klikového hřídele
$m_{zal}^{red}$	[kg]	Redukovaná hmotnost zalomení
<b>M</b>	[-]	Symetrická čtvercová matice hmotností
$M_k$	[Nm]	Působící točivý moment
$M_{kmax\_2V^+}$	[Nm]	Maximální kroutící moment v kladné oblasti – vypnutý 2. a 3. válec
$M_{kmax\_4V^+}$	[Nm]	Maximální kroutící moment v kladné oblasti – všechny pracující válce
$M_{kmin\_2V^-}$	[Nm]	Maximální kroutící moment v záporné oblasti – vypnutý 2. a 3. válec
$M_{kmin\_4V^-}$	[Nm]	Maximální kroutící moment v záporné oblasti – všechny pracující válce
$M_l$	[kg.kg <sup>-1</sup> ]	Množství skutečně přivedeného vzduchu
$M_{l0}$	[kg.kg <sup>-1</sup> ]	Teoreticky nutné množství vzduchu
$M_{spcl}^i$	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvných částí I. řádu <i>i-tého</i> zalomení k bodu A

$M_{\text{spcII}}^i$	[Nm]	Moment setrvačných sil posuvných částí II. řádu <i>i-tého</i> zalomení k bodu A
$M_{\text{src}}^{12}$	[Nm]	Moment setrvačných sil rotujících částí mezi 1. a 2. zalomením
$M_{\text{src}}^{34}$	[Nm]	Moment setrvačných sil rotujících částí mezi 3. a 4. zalomením
$M_{\text{src}}^i$	[Nm]	Moment setrvačných sil rotujících částí <i>i-tého</i> zalomení k bodu A
$M_t$	[Nm]	Výsledný točivý moment generovaný na hlavním čepu
$M_{\text{vII}\xi}$	[Nm]	Točivý moment výškově přesazené vyvažovací jednotky
$M_{\text{vsr}}^{12}$	[Nm]	Moment vyvažovacích sil rotujících částí mezi 1. a 2. zalomením
$M_{\text{vsr}}^{34}$	[Nm]	Moment vyvažovacích sil rotujících částí mezi 3. a 4. zalomením
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru
$n_{\text{rez}}$	[s <sup>-1</sup> ]	Rezonanční otáčky <i>i-tého</i> vlastního kmitání
$n_{\text{rez}_1}$	[min <sup>-1</sup> ]	Rezonanční otáčky prvního vlastního kmitání
$n_{\text{rez}_2}$	[min <sup>-1</sup> ]	Rezonanční otáčky druhého vlastního kmitání
$N_p$	[N]	Normálová síla namáhající plášť pístu
$p$	[Pa]	Tlak ve spalovacím prostoru
$p_0$	[Pa]	Tlak v klikové skříni
$P_p$	[N]	Síla od tlaku plynů
$P_p'$	[N]	Síla od tlaku plynů opačného směru než $P_p$
$\mathbf{q}$	[m]	Sloupcový vektor posuvů
$\dot{\mathbf{q}}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Sloupcový vektor rychlostí
$\ddot{\mathbf{q}}$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Sloupcový vektor zrychlení
$\mathbf{Q}(t)$	[-]	Vektor budící funkce, která je proměnná v čase
$r_k$	[mm]	Poloměr klikového hřídele
$r_T$	[m]	Vzdálenost těžiště zalomení od osy klikového hřídele
$r_v$	[m]	Vzdálenost těžiště vývažku od osy vyvažovacího hřídele
$r_{\text{vyv}}$	[m]	Vzdálenost těžiště vývažku od osy klikového hřídele
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_m$	[MPa]	Mez pevnosti
$s_{p,I}$	[m]	I. harmonická složka dráhy pístu
$s_{p,II}$	[m]	II. harmonická složka dráhy pístu
$s_p$	[m]	Dráha pístu
$S_p$	[N]	Setrvačná síla

$S_{pist}$	[m <sup>2</sup> ]	Čelní plocha pístu
$t$	[s]	Čas
$v_o^{o\check{c}}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Obvodová rychlost ojnicního čepu
$v_p$	[m.s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pístu
$v_{p,I}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	I. harmonická složka rychlosti pístu
$v_{p,II}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	II. harmonická složka rychlosti pístu
$\mathbf{x}$	[-]	Vlastní vektor
$x_0$	[-]	První člen <i>j-tého</i> sloupce matice vlastních čísel
$x_{1x2\_2V}$	[mm]	Vzdálenost uzlů s maximálním a minimálním napětím pro 1. zátěžový stav – vypnutý 2. a 3. válec
$x_{1x2\_4V}$	[mm]	Vzdálenost uzlů s maximálním a minimálním napětím pro 1. zátěžový stav – všechny pracující válce
$x_j$	[-]	J-tý člen <i>j-tého</i> sloupce matice vlastních čísel
$z$	[-]	Počet válců
$Z$	[mm]	Zdvih
$\alpha$	[°]	Úhel natočení klikového hřídele
$\beta$	[°]	Úhel odklonu ojnice
$\frac{\beta}{\alpha}$	[-]	Poměr vlivu koncentrace napětí
$\varepsilon_o$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	Úhlové zrychlení ojnice
$\varepsilon_{o,I}$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	I. harmonická složka úhlového zrychlení ojnice
$\varepsilon_{o,III}$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	III. harmonická složka úhlového zrychlení ojnice
$\eta_\sigma$	[-]	Koeficient vlivu velikosti součásti
$\kappa$	[-]	Řád harmonické složky
$\kappa_H$	[-]	Hlavní řád harmonické složky
$\lambda$	[-]	Klikový poměr
$\lambda_v$	[-]	Vlastní číslo
$\lambda_{vzduch}$	[-]	Vzdušný součinitel
$\xi$	[-]	Koeficient vyjadřující vliv přechodu z průměru $D_{hc}$ na $D_{v_{KH}}$
$u_{4D}$	[°]	Úhel rozestupu zážehů
$u_\sigma$	[-]	Koeficient vlivu pravděpodobnosti přežití
$\sigma_{cOHYB}$	[MPa]	Mez únavy v ohybu
$\sigma_{CTAH/TLAK}$	[MPa]	Mez únavy v tahu/tlaku
$\sigma_{ea}$	[MPa]	Amplituda ekvivalentního napětí
$\sigma_{em}$	[MPa]	Střední ekvivalentní napětí

$\sigma_{eX1a\_2V}$	[MPa]	Maximální napětí na povrchu prvku pro 1. zátěžný stav – vypnutý 2. a 3. válec
$\sigma_{eX1a\_4V}$	[MPa]	Maximální napětí na povrchu prvku pro 1. zátěžný stav – všechny pracující válce
$\sigma_{eX2a\_2V}$	[MPa]	Maximální napětí pod povrchem prvku pro 1. zátěžný stav – vypnutý 2. a 3. válec
$\sigma_{eX2a\_4V}$	[MPa]	Maximální napětí pod povrchem prvku pro 1. zátěžný stav – všechny pracující válce
$\sigma_{eXb\_2V}$	[MPa]	Maximální napětí na povrchu prvku pro 2. zátěžný stav (stejný uzel jako pro 1. zátěžný stav) - vypnutý 2. a 3. válec
$\sigma_{eXb\_4V}$	[MPa]	Maximální napětí na povrchu prvku pro 2. zátěžný stav (stejný uzel jako pro 1. zátěžný stav) – všechny pracující válce
$\varphi$	[rad]	Úhel zkroucení
$\chi_R$	[mm <sup>-1</sup> ]	Poměrný gradient
$\omega_k$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost klikového hřídele
$\omega_o$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost ojnice
$\Omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová frekvence
$\Omega_n$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	N-tá úhlová frekvence

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Elektronické přílohy